№ 11. Warszawa, 25 listopada 1930 r. Rok VIII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 301-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

KARL FREY, inż. Baden.

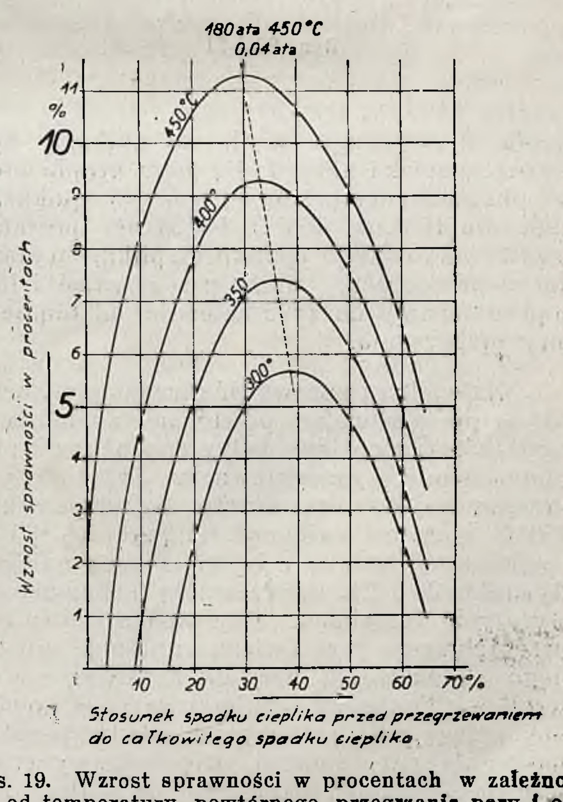
OSTATNIE ZDOBYCZE I STAN OBECNY BUDOWY TURBIN PAROWYCH

(Por. *Technika Cieplna* str. 193 1930).

Zużycie ciepła dla wytworzenia jednej *kWh* mocy na sprzęgle maleje z powiększaniem ciśnienia dolotowego, z powodu zmniejszania się ciepła właściwego pary (rys. 16), lecz po przekroczeniu 100 *ata* zużycie ciepła znów wzrasta. Bezwzględne liczby zużycia ciepła są natomiast bardzo niskie, ponieważ do niedawna osiągnięcie 2500 do 2600 kalorji na *kWh* było zupełnie niemożliwe.

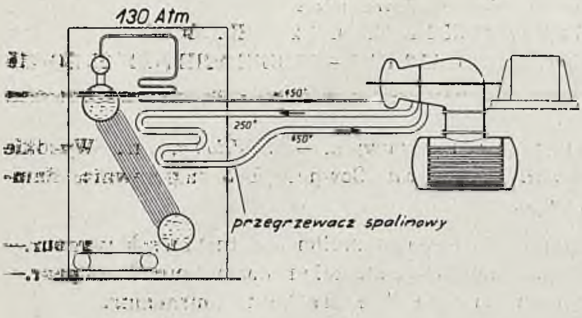
Rys. 17 podaje nam zawartość wody w parze odlotowej, zaś rys. 18 osiągalną moc dla powyższych warunków, przy założeniu, że liczba wyrażająca zużycie pary w tonach jest równa ciśnieniu w atmosferach. Powyższe założenie jest konieczne dla osiągnięcia możliwych wymiarów łopatek w części wysokoprężnej t. j. łopatek niezbyt krótkich. Z powyżej podanych rezultatów dochodzimy do wniosku, że powiększanie ciśnienia pary dolotowej ponad 80 — 100 *ata* jest zupełnie bezużyteczne zwłaszcza, gdy nie jest spełniony warunek, aby ilość pary w tonach równała się ciśnieniu w atmosferach. Jednakowoż warunki ulegają zasadniczej zmianie, gdy stosujemy międzystopniowe pobieranie pary z turbiny do podgrzewania wody zasilającej kotły.

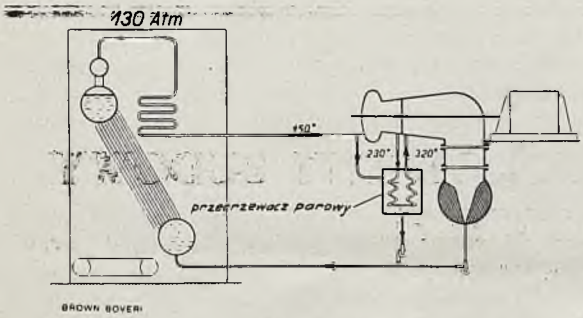
Korzyści z tego osiągnięte były już wielokrotnie podawane w licznych pracach, wobec czego nie będziemy ich bliżej omawiać.



Rys. 19. Wzrost sprawności w procentach w zależności od temperatury powtórnego przegrzania pary i od stosunku spadku cieplika przed przegrzaniem do całkowitego spadku cieplika, przy $p_1 = 180$ ata i 450°C i próżni 0,04 ata

W obecnej chwili nie można już pójść wyżej z temperaturą, zaś duża wilgotność pary powoduje znaczne trudności, nie pozostaje zatem nic innego jak stosować międzystopniowe przegrzewanie pary. Sprawność instalacji zostaje znacznie polepszona: po pierwsze ponieważ mamy powiększenie spadku cieplika dzięki powtórnemu doprowadzeniu

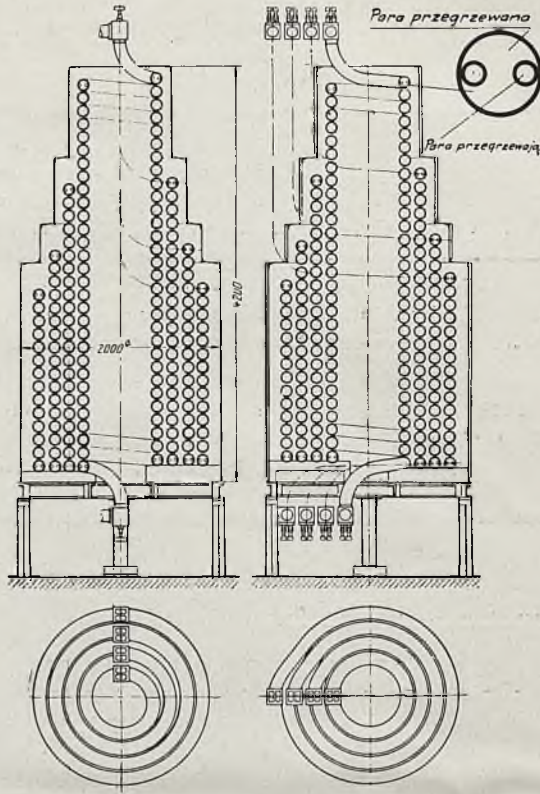




Rys. 20 i 21

ciepła, a po drugie ponieważ unikamy częściowo zjawiska hamowania przez krople wody w obszarze nasycenia. Rys. 19 pokazuje nam dla 180 *ata* 450° *C* i 0,04 *ata* po jakiej części całkowitego spadku cieplika, wyrażonej w procentach, należy przegrzewać i jaką stąd odnosimy korzyść zależnie od temperatury przegrzania.

Największą sprawność otrzymujemy oczywiście przegrzewając powtórnie do temperatury 450° *C*, co jest jedynie możliwe przy zastosowaniu przegrzewaczy spalinowych. Przegrzewając parą świeżą o temperaturze 450° *C* możemy osiągnąć temperaturę 350° *C* i sprawność instalacji będzie nieco mniejsza. Rysunki 20 i 21 uwidaczniają schematy powyższych instalacyj. Przeważnie stosujemy przegrzewanie parą świeżą, unikając powtórnego prowadzenia pary do kotłowni i z powrotem. Ponieważ temperatura pary powtórnie przegrzanej jest wyższa od temperatury nasycenia pary świeżej, więc musimy stosować przegrzewacz przeciwprądowy. Prof. Löffler zbudował w tym celu przegrzewacz (rys. 22) w taki sposób, że rury przegrzewaczowe znajdują się wewnątrz rur doprowadzających parę przegrzewaną, przyczem całość została wykonana w kształcie spirali, aby możliwie zaoszczędzić na miejscu.



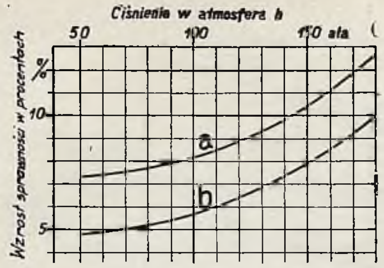
Rys. 22. Międzystopniowy przegrzewacz pary syst. prof. Löfflera

Na rysunkach 23 do 26 widzimy jak warunki się zmieniają przez stosowanie międzystopniowego przegrzewania, przy założeniu, że temperatura pary świeżej wynosi 450° *C* i że powtórnie przegrzewamy do tej samej temperatury, zaś próżnia w skraplaczu wynosi 0,04 *ata*. Rysunek 23 uwidacznia zysk w procentach osiągnięty dzięki powtórnemu przegrzewaniu, przyczem górna krzywa z pominięciem wszelkich strat, dolna uwzględniając straty doprowadzenia pary do kotłowni.

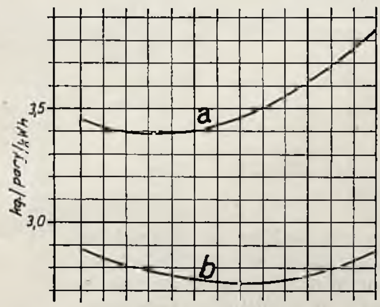
Powyższe krzywe wznoszą się wraz ze wzrostem ciśnienia, co wskazuje, że dopiero przy wyższych ciśnieniach jest korzystne stosowanie powtórnego przegrzewania pary, zaś dostosowanych do niedawna niższych ciśnień było to zupełnie bezcelowe.

Na rys. 24 widzimy, jak międzystopniowe przegrzewanie wpływa dodatnio na zużycie pary w stosunku do mocy na sprzęgle, co pociąga równocześnie za sobą, że najmniejsze zużycie mamy nie jak poprzednio dla 80 *ata*, lecz dla 120 *ata*.

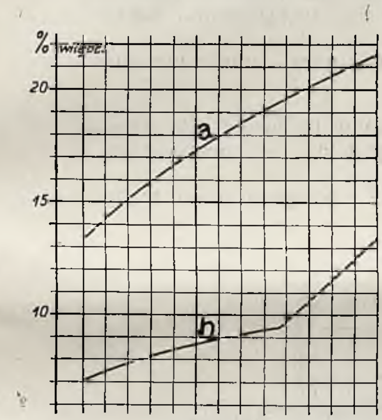
Rys. 25 i 26 wskazują zmniejszenie ilości wody w parze odlotowej i zwiększenie się mocy wraz z przegrzewaniem.



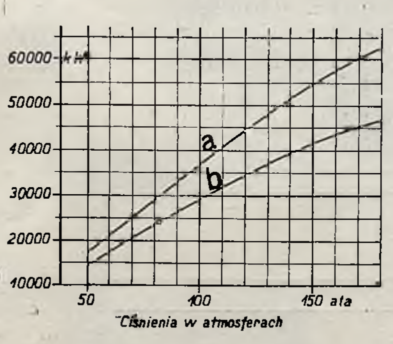
Rys. 23



Rys. 24



Rys. 25



s6

Rys. 23. Wzrost sprawności w procentach przy międzystopniowem przegrzewaniu pary
a — z pominięciem wszelkich strat,
b — z uwzględnieniem strat związanych z doprowadzeniem pary do kotłowni

Rys. 24. Zużycie pary w stosunku do mocy na sprzęgle w kg na kWh:
a — bez przegrzewania międzystopniowego,
b — z przegrzewaniem międzystopniowem

Rys. 25. Procentowa zawartość wody w parze odlotowej:
a — bez przegrzewania,
b — z przegrzewaniem

Rys. 26. Ogólna moc na sprzęgle w kW przy założeniu, że ilość pary świeżej w tn/h równa się ciśnieniu w ata

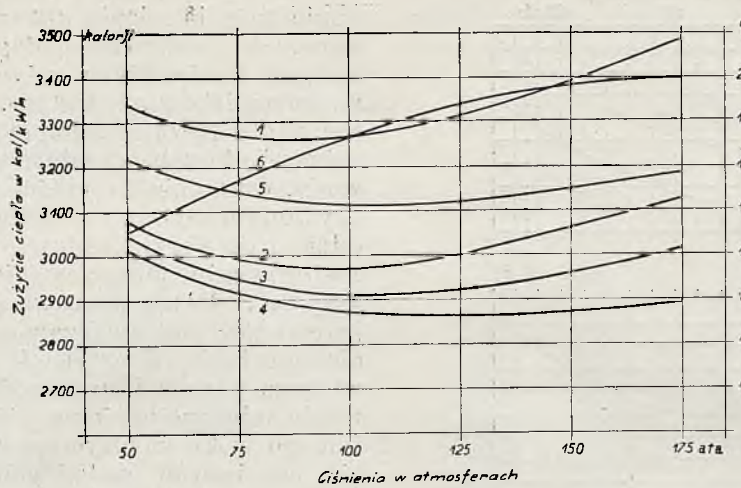
Na rys. 27 mamy bardzo ciekawe porównanie zużycia ciepła dla różnych ciśnień dolotowych i możliwość polepszenia sprawności. Krzywa 1 odpowiada zużyciu ciepła od węgla aż do zacisków generatora, obejmując wszystkie straty łącznie z napędem maszyn pomocniczych, lecz bez zastosowania podgrzewania wody, odwadniania części niskoprężnej, międzystopniowego przegrzewania pary; krzywa 2 odpowiada korzystniejszej sprawności dzięki zastosowaniu podgrzewania wody zasilającej, krzywa 3 dalszą poprawę przez odwadnianie przewodów doprowadzających parę do części niskoprężnej. Krzywa 4 wykazuje jeszcze większą poprawę sprawności przez przegrzewanie międzystopniowe. Krzywa 5 — korzyść samego tylko międzystopniowego przegrzewania, bez innych metod polepszenia sprawności, co jednakowoż nie wchodzi zupełnie w rachubę w normalnem praktycznem wykonaniu.

Ostatnia krzywa 6, uwidaczniająca końcową temperaturę podgrzewanej wody, posłużyła za podstawę do wykreślenia poprzednich krzywych. Należy zaznaczyć, że rys. 27 odnosi się do mocy 30000 *kW* przy 3000 *obr./min.*, w przeciwieństwie do poprzednich wykresów.

Wspomniane już wyżej słuszne obawy konstruktorów uwypuklą następujące przykłady, dające również obraz stopniowego rozwoju aż do ostatecznej formy. Pierwsza wysokoprężna turbina dla centrali Langerbrugge (51 *ata*, 442°*C* przeciwprężność 21,5 *ata*) została wykonana jako możliwie najprostsze ciało obrotowe o jednakowej grubości ścianek (rys. 28). Punkt widzenia firmy B. B. C. odnośnie stosowania prostych form i jednakowych grubości ścianek potwierdziło w zupełności późniejsze doświadczenie z cylindrami ze staliwa, gdyż w tych warunkach zupełnie prawie nie zachodzą trwałe odkształcenia wskutek nierównomiernego ogrzewania się ścianek kadłuba; natomiast w blokowych cylindrach z kutego żelaza występują, wskutek nagromadzenia materjału, naprężenia termiczne aż do granicy sprężystości.

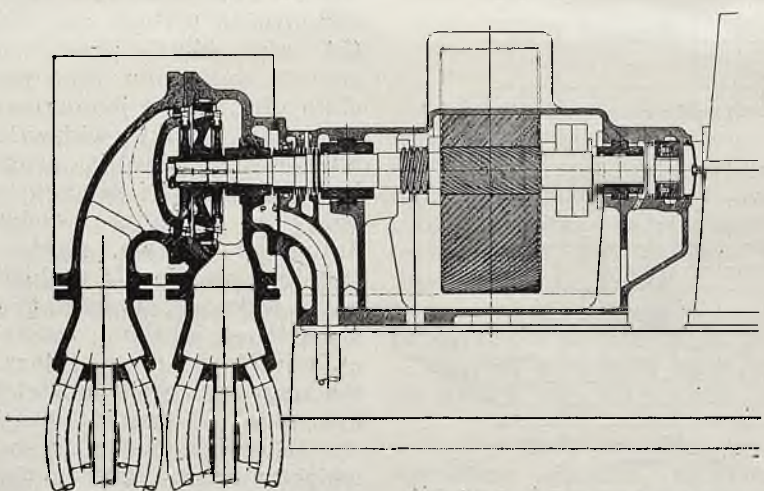
Rozwiązanie z większą ilością stopni widzimy na rys. 29, turbiny dla politechniki w Darmsztadzie (75,5 *ata*, 400°*C*) i rys. 30 dla centrali Langerbrügge (200 *ata*, 430°*C* 60 *ata* przeciwciśnienia) przyczem położono duży nacisk na proste kształty i jednakową grubość ścianek.

Kadłuby posiadają łapy, któremi opierają się na stojakach łożyskowych, dzięki czemu zostaje usunięta zmiana położenia osi cylindra względem osi wału w czasie rozszerzania pod wpływem temperatury. Kierunek poosiowy wydłużeń zostaje utrzymany dzięki klinom umieszczonym po obu stronach turbiny. Przy łożysku stopowem mamy zazwyczaj ustalenie poprzeczne zapomocą klinów



Rys. 27. Zużycie ciepła w kKal/kWh licząc od paliwa do zacisków generatora włącznie z napędem maszyn pomocniczych, dla turbiny kondensacyjnej o mocy 30.000 kW, przy 3000 obr/min. Temperatura pary świeżej — 450°C — odpowiada temperaturze pary powtórnie przegrzanej

1. bez przegrzewania i odwadniania pary oraz podgrzewania wody zasilającej
5. z przegrzewaniem pary, bez odwadniania pary i podgrzewania wody,
6. końcowa temperatura podgrzanej wody,
2. z podgrzewaniem wody, bez przegrzewania i odwadniania pary,
3. z odwadnianiem pary i podgrzewaniem wody, bez przegrzewania pary,
4. z odwadnianiem i przegrzewaniem pary i z podgrzewaniem wody



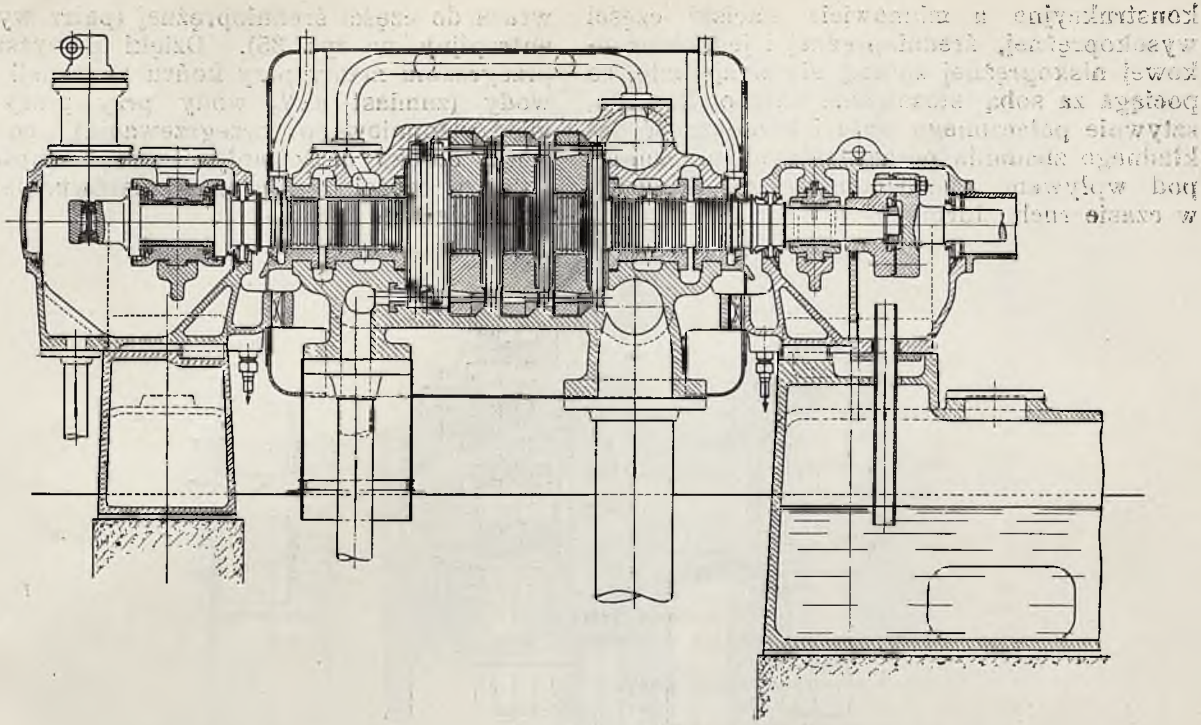
Rys. 28. Czołowa turbina centrali Langerbrügge o mocy 1800 kW, p_1 — 50 at t_1 — 442°C, p_2 — 21,5 ata

poprzecznych, z drugiej strony zachodzi wówczas ślizganie się łap po podporach na stojaku.

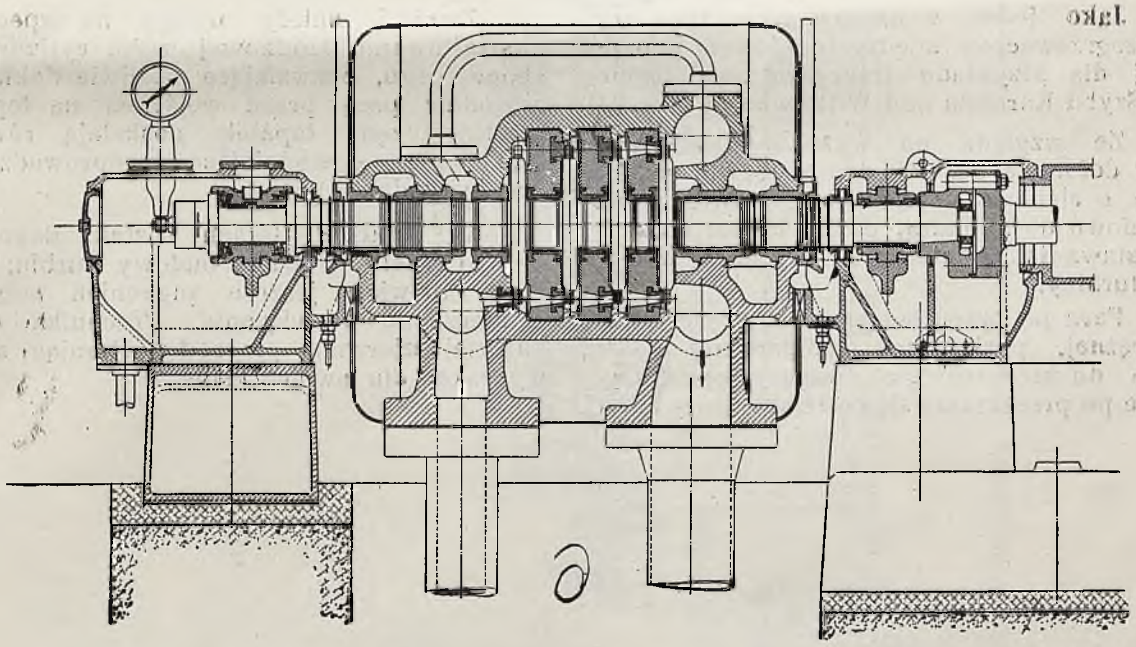
Dla ułatwienia ślizgania bardzo często stosujemy zwłaszcza u wielkich turbin wykonanie z przegubem według rys. 31.

Zaletą powyższej konstrukcji oprócz łatwości wydłużeń jest również to, że dzięki małej powierzchni styku nie zachodzi przenikanie ciepła do stojaka.

Jedną z nowoczesnych wielkich turbin widzimy na rys. 32 dla centrali Zschornewitz. Jest to nietylko największa jednostką na kontynencie, lecz i najlepsza turbina na świecie, posiadająca według pomiarów Berlińskich Zakładów Elektrycznych 87,7% spraw-



Rys. 29. Turbina wysokoprężna o mocy 1100 kW przy 10000 obr/min dla politechniki w Darmstadzie p_1 — 75,5 ata, t_1 — 400°C



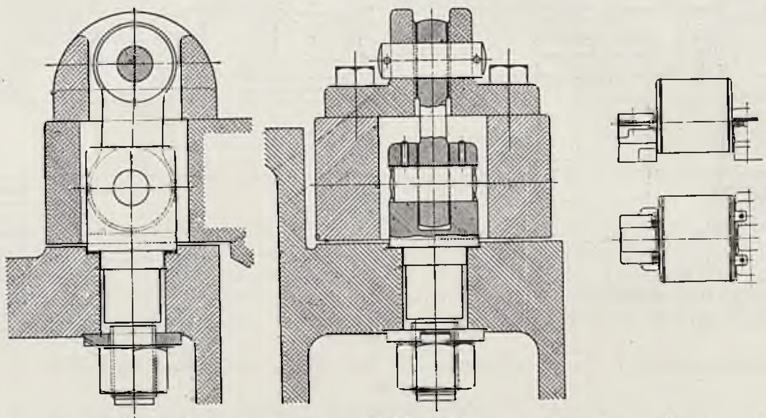
Rys. 30. Turbina czołowa centrali Langerbrügge o mocy 4000 kW, przy 7500 obr/min, p_1 — 200 ata, t_1 — 430°C, p_2 — 60 ata

ności na sprzęgle w odniesieniu do pary świeżej.

Duże różnice wydłużeń poszczególnych części turbiny powodują zwłaszcza przy wysokich temperaturach konieczność dokładnego określenia przesunięć. Na rys. 33 mamy wykresy przesunięć osiowych cztero-kadłubowej turbiny dla centrali St.-Dénis pod Paryżem (55 *ata*, 450°*C*) o mocy 50000 *kW* przy 3000 *obr./min.* Widzimy tu ciekawe rozwiązanie

konstrukcyjne a mianowicie naciski części wysokoprężnej, średnioprężnej i jednokierunkowej niskoprężnej znoszą się wzajemnie, co pociąga za sobą stosowanie bardzo długiego, sztywnie połączonego wału i konieczność dokładnego zbadania poszczególnych przesunięć pod wpływem nierównomiernego ogrzania, w czasie ruchu turbiny.

wraca do części średnioprężnej (patrz wykres entropijny na rys. 35). Dzięki powyższemu przegrzaniu mamy przy końcu ekspansji 85% wody (zamiast 92% wody przy pracy bez międzystopniowego przegrzewania), co posiada bardzo duży wpływ na sprawność łopatek w części niskoprężnej, zarówno jak na ich zdzieranie (erozję).



Rys. 31

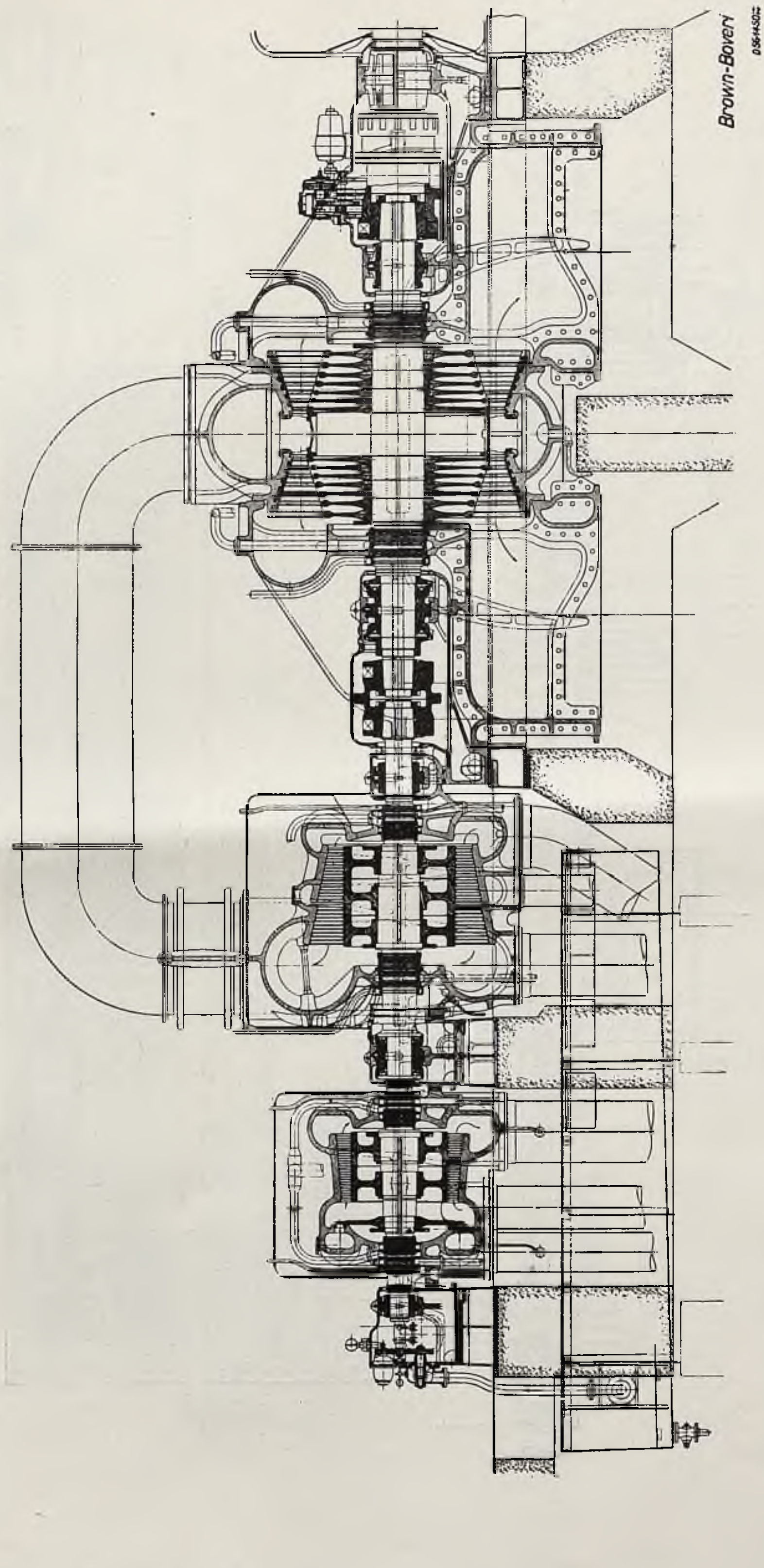
Jako jedno z najnowszych rozwiązań z przegrzewaczem międzystopniowem podamy tutaj dla przykładu trzycylindrową turbinę dla Szybu Karolina pod Witkowicami (rys. 34).

Ze względu na wysokie przegrzanie pary dolotowej (480°*C*) dysze doprowadzające parę o ciśnieniu 120 *ata* są wstawione promieniowo do cylindra, dzięki czemu unikamy powstawania dodatkowych naprężeń w osłonie turbiny.

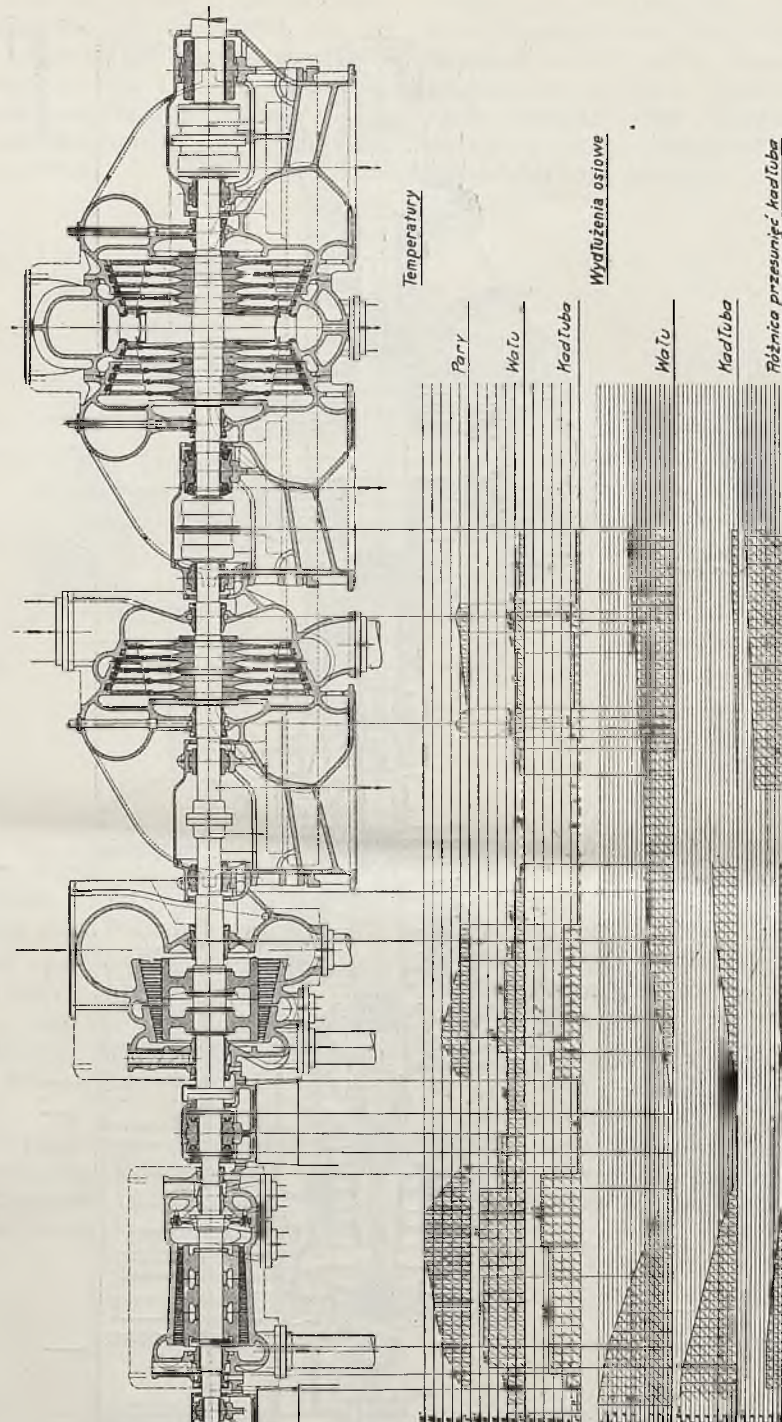
Para po przepracowaniu w części wysokoprężnej, posiadająca temperaturę 243°*C*, idzie do przegrzewacza międzystopniowego, gdzie po przegrzaniu się do temperatury 360°*C*,

Zwrócić należy uwagę na specjalne ukształtowanie środkowej części cylindra niskoprężnego, pozwalające możliwie dokładnie odwodnić parę przed wejściem na łopatki; ostatnie rzędy łopatek posiadają również pierścienie odwadniające, odprowadzające krople wody.

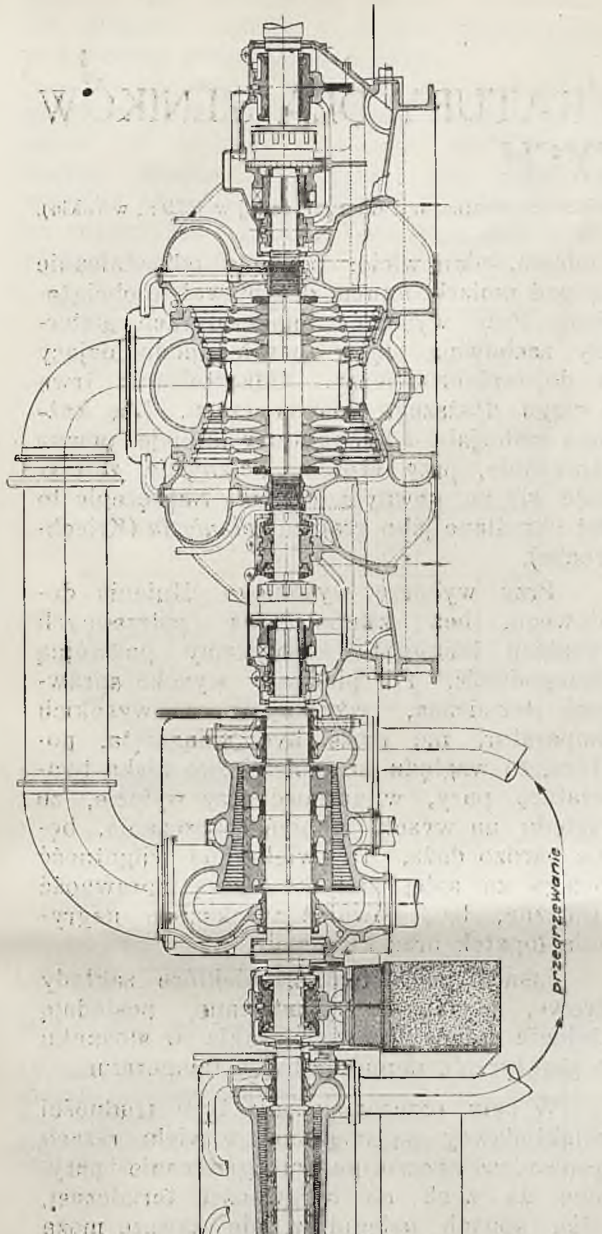
W ostatnich latach zostało dokonane bardzo wiele w dziale budowy turbin, lecz mimo to wiele jeszcze zagadnień oczekuje ostatecznego rozwiązania. Technika coraz bardziej ujarzmia przyrodę, starając się ją wyzyskać dla swoich celów.



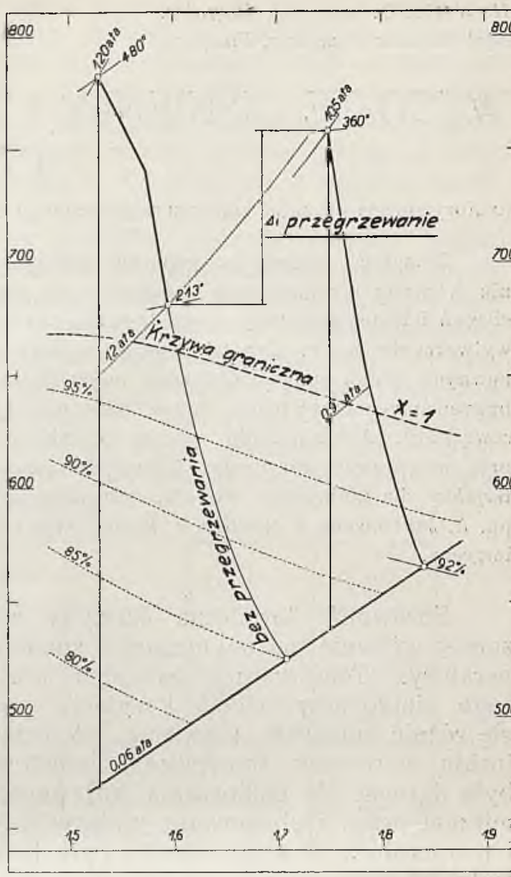
Rys. 32. Trójkadłubowa turbina kondensacyjna centrali Zschornewitz o mocy 85000 kW, p_1 — 14,5 ata, t_1 — 385°C, n — 1500 obr/min



Rys. 33. Wykresy temperatur i wydłużeń osiowych 4-ro kadłubowej turbiny kondensacyjnej o mocy 50000 kW, przy 3000 obr/min, centrali St. Dénis p_1 — 55 ata, t_1 — 450°C



Rys. 34. Trójkadłubowa turbina kondensacyjna z międzystopniowem przegrzewaniem pary szybu Karolina pod Witkowicami, o mocy 36000 kW, 3000 obr/min, p_1 — 120 ata, t_1 — 485°C



Rys. 35. Wykres entropijny turbiny z międzystopniowem przegrzewaniem pary, szybu Karolina pod Witkowicami

Walka ta jest nader żmudna, widzimy jednak ciągły postęp i coraz większe opanowywanie sił przyrody co zawdzięczamy głównie ścisłej współpracy techniki z naukami ścisłemi.

O. WIBERG, naczelny inżynier.
Stal Turbine Company, Finspong.

WYSOKIE CIŚNIENIA I TEMPERATURY DLA SILNIKÓW PAROWYCH

(Autoryzowany przekład referatu wygłoszonego na Wszechświatowej Konferencji Energetycznej w 1929 r., w Tokio).

Tematem niniejszego referatu jest zilustrowanie korzyści wynikających z zastosowania wysokich ciśnień i temperatur przy projektowaniu zakładów do wytwarzania mocy. Przedstawia on wyniki analizy pewnych badań nad ważniejszemi materjałami, przeprowadzonych przez firmę, której autor jest spółpracownikiem. Autor pragnie wyrazić uznanie za pomoc przy przeprowadzeniu badań i przygotowywaniu materjałów dla niniejszego referatu, udzieloną mu przez pp. A. Johannsona, J. Nordina, R. Spederberga i B. Wettergrena.

Sprawność termiczna maszyny cieplnej zależy głównie od użytecznego spadku temperatury. Temperatury czynnika zawierającego ciepło przy wlocie i wylocie powinny się różnić możliwie najwięcej. W dziedzinie turbin parowych w ostatnich latach głośną była dążność do polepszania sprawności termicznej przez zastosowanie wyższych ciśnień i temperatur. W szczególności była tam specjalna dążność do zwiększania ciśnienia dolotowego, w wypadkach, kiedy obciążenie było dostatecznie wysokie, aby zrównoważyć odpowiednio wyższe koszta instalacji. Należy jednak pamiętać, że w zakładach wysokiego ciśnienia, gdzie temperatury i ciśnienia są odpowiednio dobrane, koszty instalacji na wyprodukowany *kW* nie potrzebują być wyższe aniżeli dla przeciętnego zakładu niskiego ciśnienia, zawdzięczając tej okoliczności, że urządzenia a zwłaszcza turbiny i kondensatory są bardziej wyzyskane, tak iż zespół pewnego wymiaru może wytwarzać więcej mocy.

Naogół niema trudności w doborze materjałów przy projektowaniu zakładów parowych do wytwarzania mocy przy stosowanych dotąd ciśnieniach dolotowych. Podwyższając jednak ciągle temperaturę, wkrótce osiągnięta została ściśle określona granica, trudna do przekroczenia, ponieważ znaleziono, iż fizyczne własności materjałów, używanych w parowych zakładach do wytwarzania mocy, znacznie się zmieniają, gdy są wystawione na działanie wysokich temperatur. Zwykły wysoki gatunek materjałów użytych przy budowie turbin parowych ma, jak to zostało stwierdzone, powyżej 300 C wytrzymałość zmniejszoną. Fakt ten poważnie redukuje możliwość stosowania bardzo wysokich temperatur pary.

Stal i inne stopy użyte w wyższych temperaturach w różnych dziedzinach techniki posiadają pewną własność, szczególnie doniosłą, mianowicie: powolne odkształcanie się pod umiarkowanem długotrwałem obciążeniem. Przy wysokich temperaturach materjały zachowują się w sposób upodobniający je do lepkich cieczy. Odkształcanie trwa w ciągu dłuższego okresu czasu. Dla każdego materjału i temperatury istnieje pewne naprężenie, przy którem *pełznięcie* zatrzymuje się po pewnym czasie. Naprężenie to jest określane jako granica *pełznięcia* (Kriechgrenze).

Przy wyborze wysokiego ciśnienia dolotowego, bez zastosowania potrzebnych wysokich temperatur, spotykamy podwójną niedogodność. Po pierwsze wysoka sprawność termiczna, wynikająca z wysokich temperatur, nie może być osiągnięta, powtóre, ze względu na stosunkowo niską temperaturę pary, wilgotność przy wylocie, ze względu na wysoki stopień rozprężania, będzie bardzo duża. Ta zwiększona wilgotność pociąga za sobą nietylko niższą sprawność termiczną, lecz również zwiększone nagryzanie łopatek oraz kierownic.

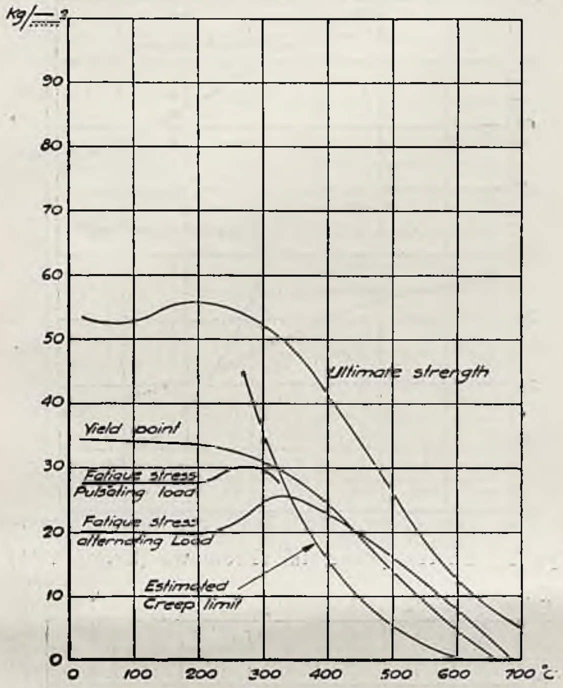
Jasnem jest zatem, że niektóre zakłady parowe, niedawno wybudowane, posiadają ciśnienia admisyjne za wysokie w stosunku do praktycznie dopuszczalnych temperatur.

W celu przezwyciężenia tych trudności projektodawcy są zmuszeni w wielu razach wprowadzać powtórne przegrzewanie pary, mimo że zysk na sprawności termicznej, w ten sposób osiągnięty, nie zawsze może usprawiedliwiać wynikające stąd skomplikowanie planu zakładu i odpowiadających mu wysokich kosztów instalacji. Metoda powtórnego przegrzewania wymaga również zupełnie stałego obciążenia, lub też pociąga za sobą poważne trudności w związku z regulacją szybkości.

Czy niema wyjścia z tej trudności? — Czy niema odpowiedniego tworzywa, pozwalającego poważnie podwyższyć temperaturę pary dla wyższych ciśnień, tak ażeby pewne maximum wilgotności pary wylotowej można było osiągnąć? W tych warunkach trudności konstrukcyjne mogą być ograniczone do ostatniej części przegrzewacza, rurociągów, przyrządów zamykających oraz admisyjnej części turbiny. Jeśli istnieją odpowiednie materjały, nie powinna istnieć realna trudność w budowie zakładów parowych jednocześnie na wysokie ciśnienie i na wysoką temperaturę, które byłyby odrazu gotowe do

ruchu i tak nieczułe na zmiany obciążenia, jak zwykłe zakłady niskiego ciśnienia bez powtórnego przegrzewania pary.

Metal o odpowiednich własnościach, który ma być użyty w temperaturach wyższych niż obecnie stosowane (450° C) musi spełnić słuszne wymagania nie tylko ze względu na granicę płynności, wytrzymałość na rozerwanie i granicę zmęczenia lecz również ze względu na granicę *pełznięcia*.

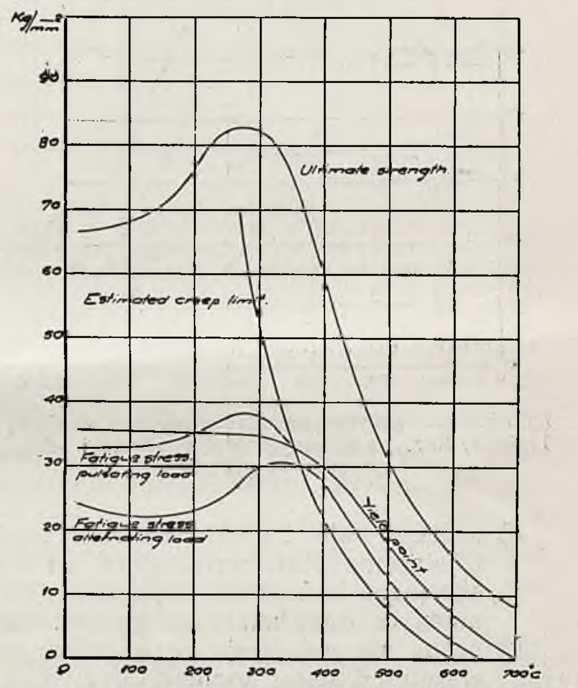


Rys. 1. Stal węglista o zawartości 0,15% C normalizowana przy 290° C
Ultimate strength—naprężenie zrywające, Yield point—granica proporcjonalności, Fatigue stress - Pulsating load — granica zmęczenia — obciążenie drgające, Fatigue stress-alternating load — granica zmęczenia — obciążenie zmienne, Estimated creep limit — granica pełznięcia)

W wielu krajach znajduje się obecnie dużo prac doświadczalnych w toku, mających na celu wykrycie własności materjałów przy podwyższonych temperaturach ze specjalnem uwzględnieniem zmęczenia oraz naprężenia *pełznięcia;* poniżej umieszczono szereg pożytecznych wykresów dla stali węglistych. Dotychczas jednak całkowite wyniki badań nie zostały opublikowane, przynajmniej o ile to dotyczy ważniejszych stopów stali. Badania te obejmują bardzo szeroki zakres i zajmą dłuższy przeciąg czasu, zanim można będzie korzystać z ostatecznych wyników, zwłaszcza odkąd są często wynajdywane nowe materjały.

W celu otrzymania odpowiednich materjałów dla zastosowania w turbinach parowych przy podwyższonych temperaturach, przedsiębiorstwo, w którem autor jest czynny, podjęło niedawno szereg badań pod jego nadzorem. Głównym przedmiotem dochodzeń było osiągnięcie krzywych, które pozwalałyby na porównanie rozmaitych materjałów z punktu widzenia ich zachowania się w podwyższonych temperaturach. Został dokonany wstępny zespół prób, obejmujący wielką ilość stali i stopów w celu wyboru mniejszej liczby materjałów dla dalszych i bardziej skrupulatnych dochodzeń.

Opis aparatów, użytych do tych badań zaprowadziłby nas zbyt daleko, wobec czego autor ogranicza się do krótkiego opisu osiągniętych wyników. Obrany został dla prób na *pełznięcie* względnie krótki czas trwania próby; granica *pełznięcia* została ustalona przy pomocy tej samej metody, jaka była zastosowana dla tegoż celu przez pp. Pomp'a i Dahmen'a z „Kaiser Wilhelm Institut fuer Eisenforschung [1])“.



Rys. 2. Stal węglista o zawartości 0,50% C, normalizowana przy 830° C

Z pomiędzy badanych materjałów dla celów porównawczych zostały wybrane następujące:

1) Stal węglista zaw. 0,15% C znormalizowana przy 920° C,

2) Stal węglista zaw. 0,50% C znormalizowana przy 830° C,

3) Stal martenzytyczna chromowa (0,35% C, 13,5% Cr. utwardzana przy 925 C w oliwie i odpuszczana przy 610° C),

4) Austenityczna stal chromowa (Krupp V. 2 A),

---

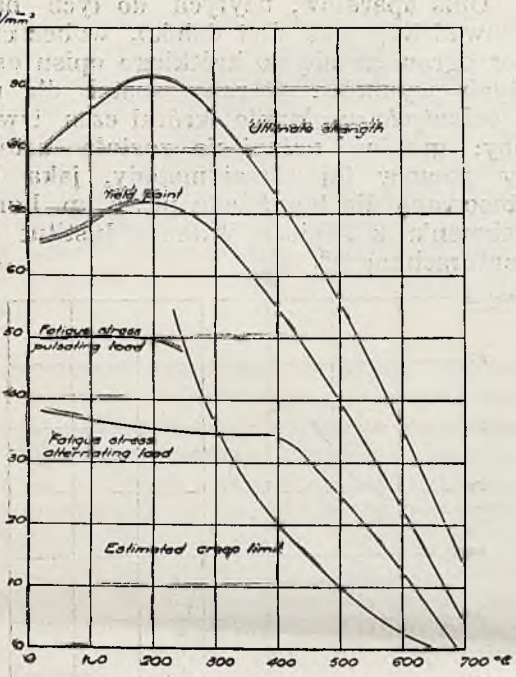
[1]) W celu wykrycia czy metoda ta daje wyniki dostatecznie dokładne dla użytku praktycznego, zostały rozpoczęte serje porównawczych prób długotrwałych na pełznięcie. Jeśli badania te dadzą wyniki odmienne od niniejszych, autor będzie miał zaszczyt powrócić do tego zagadnienia przy najbliższej okazji.

5) Austenityczna stal chromowa (Firth Crown Steel),

6) Stop odporny na gorąco (15% Cr., 61% Ni, 7% Mo, 15% Fe, 2% Mn, Heraeus B 7 M),

7) Stop odporny na gorąco (15% Cr, 64% Ni, 20% Fe, 1% Mn, Heraeus B).

Materjały te zostały poddane następującym badaniom przy różnych temperaturach:

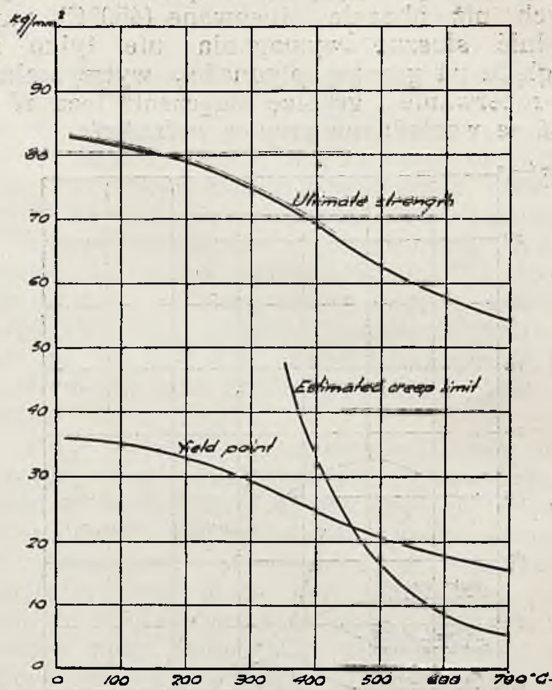


Rys. 3. Martenzytyczna stal chromowa (0,35% C, 13,5% Cr) hartowana przy 925° C w oliwie i odpuszczana przy 610° C

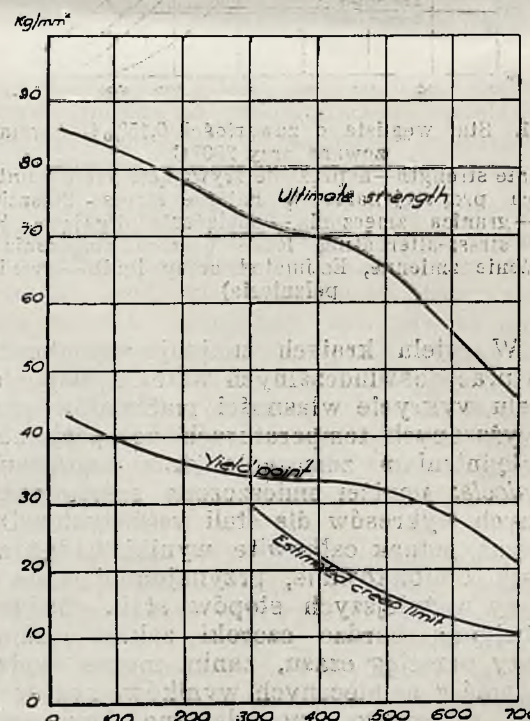
a) krótkotrwałe badanie na rozerwanie. Obciążenie stale wzrastające od 0 do skrajnego końcowego naprężenia, stopniami co dwie minuty 1 kg/cm^2;
b) próba na *pełznięcie* przy stałem obciążeniu i stałej temperaturze;
c) próba na zmęczenie obciążeniem drgającem (0 do +);
d) próba na zmęczenie obciążeniem zmiennem (+ do —).

Osiągnięte wyniki zostały ułożone w krzywe (rys. 1 do 7). Ciekawem jest zwrócić uwagę na względne położenie krzywych zmęczenia i *pełznięcia.* Dla niektórych materjałów granica zmęczenia obciążeniem zmiennem wykazuje dostrzegalne zwiększenie w zakresie od 300 do 400° C. Dalej, dla materjałów o strukturze martenzytycznej powyżej pewnej temperatury granica *pełznięcia* jest niższą niż granica zmęczenia obciążeniem zmiennem. Badania wykazują również, że granica zmęczenia obciążeniem zmiennem przy wyższych temperaturach jest wyższą niż granica zmęczenia obciążeniem drgającem.

Względna doniosłość powyższych własności materjałów przy różnych temperaturach musi być wzięta pod uwagę przy zastosowaniu ich przy projektowaniu zakładów do wytwarzania energji. W związku z tem najważniejszem jest stosowanie dwóch rodzajów naprężeń: 1) naprężenia stałe, które przy



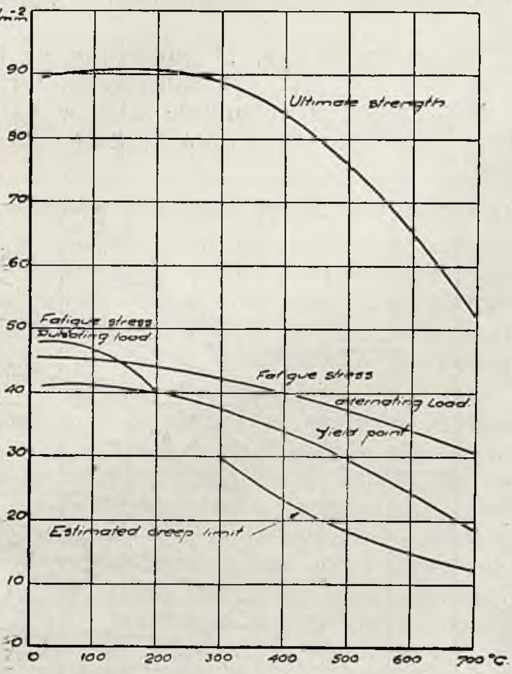
Rys. 4. Austenityczna stal chromowa (Krupp V2A)



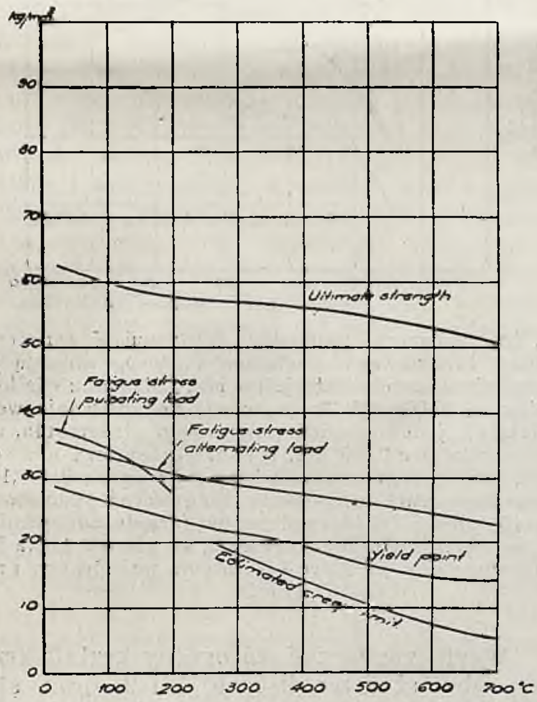
Rys. 5. Austenityczna stal chromowa (Firth HR Crown Steel)

zastosowaniu powtarzają się od 0 do wartości maksymalnej, oraz 2) obciążenia zmienne ciągle zmieniające się między wartością dodatnią i ujemną. W pierwszym rodzaju na-

prężeń granica zmęczenia przedstawia graniczne naprężenie dla niższych temperatur, granica zaś *pełznięcia* dla wyższych temperatur. W drugim rodzaju granica zmęczenia



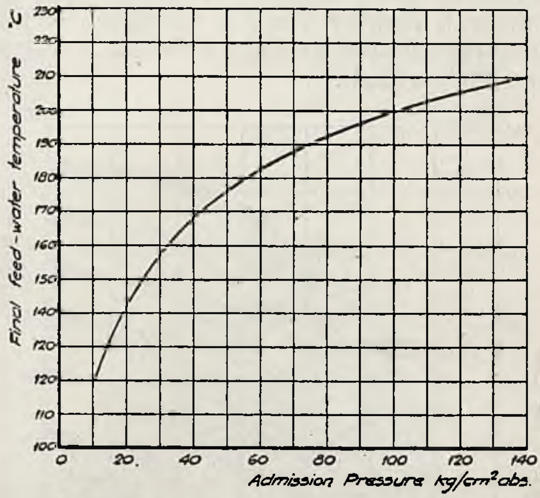
Rys. 6. Stop odporny na gorąco (15% Cr, 61% Ni, 1% Mo, 15% Fe, 2% Mn, Heraeus B 7 M)



Rys. 7. Stop odporny na gorąco (15% Cr, 64% Ni, 20% Fe, 1% Mn, Heraeus B)

powinna być uwzględniona dla całego zakresu temperatur.

Przy projektowaniu turbin parowych, materjał przewodów parowych oraz innych części jak również większości części obrotowych ulega pierwszemu rodzajowi obciążenia[1]*), tak iż dla tych części granica zmęczenia drgającem obciążeniem i granica p e ł z n i ę c i a mają szczególną wagę. Ze względu na powyższe dozwolone naprężenie zostało ustalone jako równe 50% granicy zmęczenia*



Rys. 8. Temperatura wody zasilającej.
Final feedwater temperature—końcowa temperatura wody zasilającej, Admission pressure—ciśnienie dolotowe

obciążeniem drgającem dla niższych temperatur oraz 50% granicy p e ł z n i ę c i a dla wyższych temperatur. Rozgraniczenie między zakresami temperatur zachodzi przy takiej temperaturze, przy której naprężenie graniczne jest to samo z obu punktów widzenia. Opierając się na tem założeniu istnieje pewna maksymalna temperatura, przy której jest dopuszczalne pewne określone naprężenie.

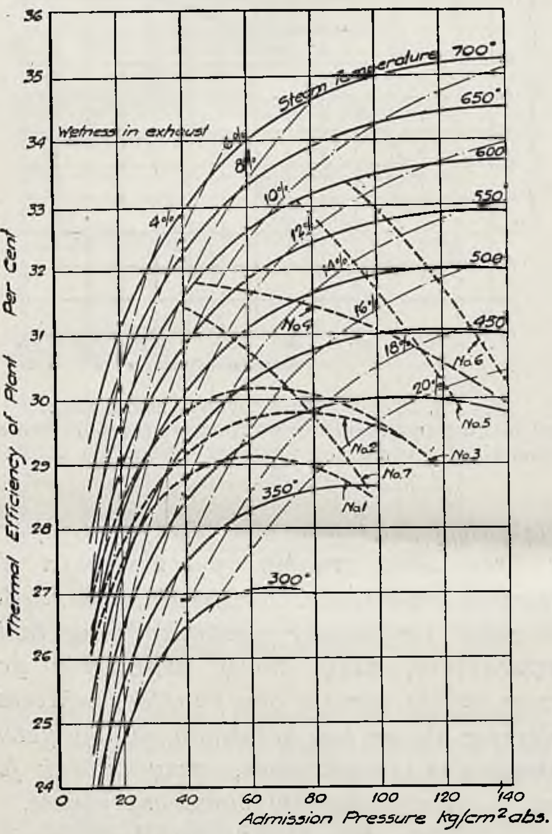
Przeprowadzono takie obliczenie dla rur przegrzewacza, będącego częścią najbardziej narażoną w zakładzie wysokiego ciśnienia. Ustalono następujące dane: średnica wewnętrzna 2″, grubość ścianki 0,15″, normalna temperatura rury = temperaturze pary dolotowej + 40° C; przyczem dla pewności dla spadku temperatury między rurą i parą dodano + 25° C. Powiększanie spadku temperatury między parą i rurą przy niższych ciśnieniach zostało zaniechane w celu uniknięcia komplikacji, gdyż wpływ tego uproszczenia na wyniki jest naogół mały.

Wykres na rys. 9, wskazuje sprawność termiczną jako funkcję ciśnienia dolotowego przy różnych temperaturach. Za podstawę dla tego wykresu zostały obrane sprawności

---

[1]) Wniosek ten oparty został na przypuszczeniu, iż zakład albo maszyna jest uruchamiana dużą ilość razy. Uważa się, że nabywca ma zupełne prawo wymagać aby jego zakład mógł być uruchamiany nieograniczoną ilość razy.

turbiny 50.000 *kW* jako najoszczędniejszego typu znajdującego się na rynku. Krzywa na rys. 8 wskazuje temperaturę wody zasilającej przy różnych ciśnieniach pod założeniem 3 stopniowego podgrzewania. Przy obliczaniu rozchodu ciepła zostały wzięte pod uwagę wszystkie straty pochodzące z kotła, turbiny, generatora, podgrzewacza oraz urządzeń pomocniczych turbiny i kotła. Ciśnienie w kondensatorze zostało przyjęte równem 0,035 *ata* (około 29″ próżni).

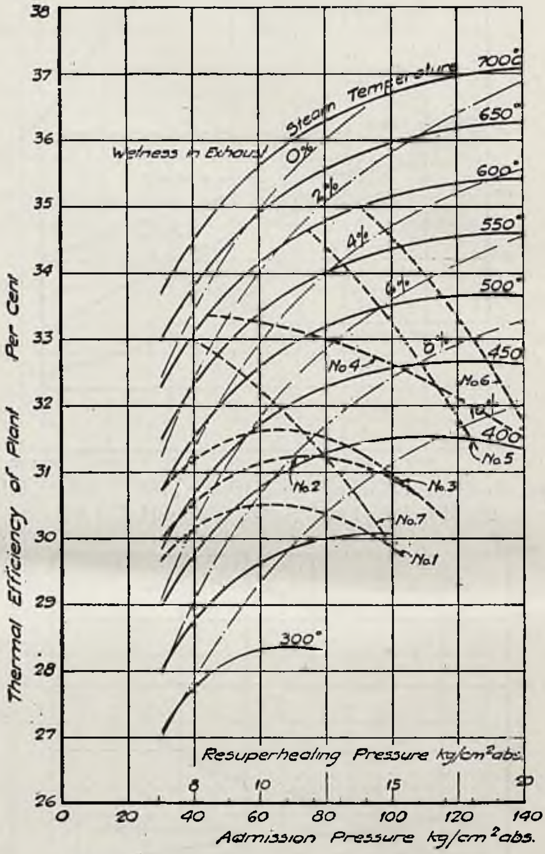


Rys. 9. Stosunek pomiędzy sprawnością termiczną zakładu turbinowego oraz stanem pary ograniczającym stosowanie różnych materjałów rur. Założenia: wielkość turbiny 50.000 kW, trzy stopnie podgrzania wody zasilającej, ciśnienie wylotowe 0,035 ata, typ przegrzewacza—konwekcyjny, rury przegrzewacza średnicy 2″ i grubości 0,15″, temperatura rur odpowiada temperaturze dolotowej plus 40°, plus 25°, dozwolone naprężenia odpowiadają 50% naprężeń granicy pełznięcia, sprawność kotła — 87%.

Thermal Efficiency of Plant Per Cent — sprawność termiczna zakładu w %, Wetness in Exhaust — wilgotność przy wylocie, Steam Temperature — temperatura pary

Na podstawie tych założeń wykreślono krzywe dla każdego materjału ze wskazaniem ciśnienia, które może być dozwolone dla każdej temperatury. Rozpatrując naprzykład krzywą I dla stali węglistej można dostrzec, iż krzywa ta przecina przy 400° C krzywą ciśnienia około 50 *kg/cm*². Przy 450° C może być dopuszczone ciśnienie tylko około 25 *kg/cm*². Biorąc materjał 7 widocznem będzie, że temperatury 400°, 500° i 600° C odpowiadają ciśnieniom około 78,55 i 42 *kg/cm*². Wykres rys. 10 został wykonany na podobnych zasadach i wskazuje sprawność, którą można osiągnąć przy powtórnem przegrzaniu pary.

Na wykresie rys. 11 pokazane są krzywe sprawności dla tych samych materjałów pod założeniem, że ciśnienie abs. w kondensatorze wynosi 0,070 *ata* (około 28 cali próżni).



Rys. 10. Stosunek pomiędzy sprawnością termiczną zakładu turbinowego a stanem pary ograniczającym stosowanie różnych materjałów rur. Założenia: wielkość turbiny — 50.000 kW, trzy stopnie podgrzewania wody zasilającej, jeden stopień powtórnego przegrzania, ciśnienie wylotowe 0,035 ata, typ przegrzewacza konwekcyjny, rury przegrzewacza średnicy 2″ i grubości 0,15″, temperatura rury odpowiada temperaturze dolotowej plus 40° plus 25° C, dozwolone naprężenia odpowiadają 50% naprężenia granicy pełznięcia, sprawność kotła 87%. Resuperheating pressure — ciśnienie powtórnego przegrzania

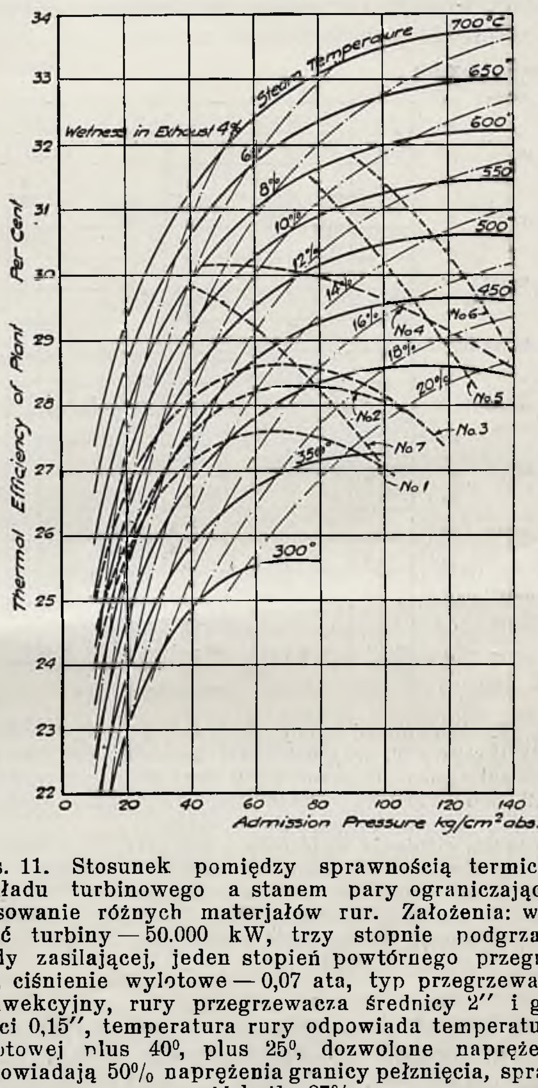
Warto zaznaczyć, że ogólny kształt krzywych obu stali węglistych 1 i 2 oraz stali chromowej 3 jest z gruntu różny od krzywych innych materjałów. Poprzednie dają wyraźnie i dobrze określony punkt maximum sprawności termicznej, podczas gdy te ostatnie dają wzrastającą sprawność termiczną dla spadającego ciśnienia dolotowego. Zawdzięcza się to wysokiej jakości tych ostatnich materjałów przy podwyższonych temperaturach.

Wnioski te są słuszne dla szczegółu jakim jest rura przegrzewacza i podobne elementy, natomiast jeśli rozważymy części właściwej turbiny, w szczególności elementy znajdujące się w ruchu, otrzymamy obraz inny, który musi być rozważony. Istnieje bowiem cały szereg odkształceń, powstających od specyficznego obciążenia, a więc dla elementów turbiny, gdzie tylko bardzo małe odkształcenia *pełznięcia* mogą być dozwolone, należy wybrać wyższy spółczynnik bezpieczeństwa przy podwyższonych temperaturach.

Jak uprzednio wspomniano, koniecznem jest unikać zbyt wielkiej wilgotności pary przy wylocie; 12% winno być bezwzględnem maximum, gdyż wyższy stopień wilgotności powoduje poważne komplikacje z powodu zjawiska nagryzania (erozja).

Używając materjałów rodzaju wskazanego przez krzywe 1 do 3, okaże się, że maximum sprawności termicznej osiąga się stosując ciśnienie dolotowe, powiedzmy, około 60 *ata*, jednak dla materjału 1 to ciśnienie dolotowe odpowiada parze o temperaturze około 380° C, która daje wilgotność około 17%; a więc jeśli maximum wilgotności ma być ograniczone do około 12%, koniecznem jest wybrać wyższą temperaturę i wskutek tego niższe ciśnienie.

Daje to dla materjału 1. temperaturę około 440° C i ciśnienie 30 kg/cm^2, połączone jest to jednak ze stratą sprawności około 1,5% t. zn. rozchód ciepła został powiększony o około 3%. Należy brać również pod uwagę utlenianie szczególnie stali węglistych. Stal węglista I naprzykład, w czasie wystawienia na działanie atmosfery zwykłego paleniska lub przegrzanej pary wykazuje rozpoczęcie rdzewienia powyżej 450° C. Rozpatrując materjał 3, osiągnięcie wilgotności 12% wymaga ciśnienia pary dolotowej 42 kg/cm^2 i temperatury 480° C z obniżeniem sprawności termicznej o około 0,25% poniżej odpowiadającej warunkom najsprawniejszego dolotu dla omawianego materjału. Powyższa stal jest zatem stosunkowo bardziej odporną na utlenianie. Rozpatrując materjały o austenitycznej budowie, znajdujemy, iż tutaj warunki są bardziej odpowiednie dla stosowania wysokich temperatur. Uwzględniając znów materjał 7 dostrzec można, iż najwyższy punkt sprawności termicznej leży przy temperaturach, które z wielu względów nie mogą być obecnie brane pod uwagę. Badania tych materjałów zostały doprowadzone do 700° C z wyżej wymienionym zapasem 65° C. Nie dowodzi to, że wytwórcy turbin są gotowi pójść obecnie do temperatury admisyjnej 600° C, lecz aby zobrazować tendencję nadal, krzywe zostały doprowadzone aż do tego punktu. Czy możliwem będzie w przyszłości rozważać tak wielką rozpiętość temperatur admisyjnych, pozostaje dotąd zagadnieniem metalurgji, które musi być jeszcze przestudjowane. Jak wykazano wyżej, materjały austenityczne, mimo posiadania żądanej wytrzymałości przy wysokich temperaturach, dają bardzo duże odkształcenia przed osiągnięciem granicy *pełznięcia*. Wskutek tego zastosowanie wielu z tych materjałów na części turbinowe przy tak wysokich temperaturach może być kwestjonowane.



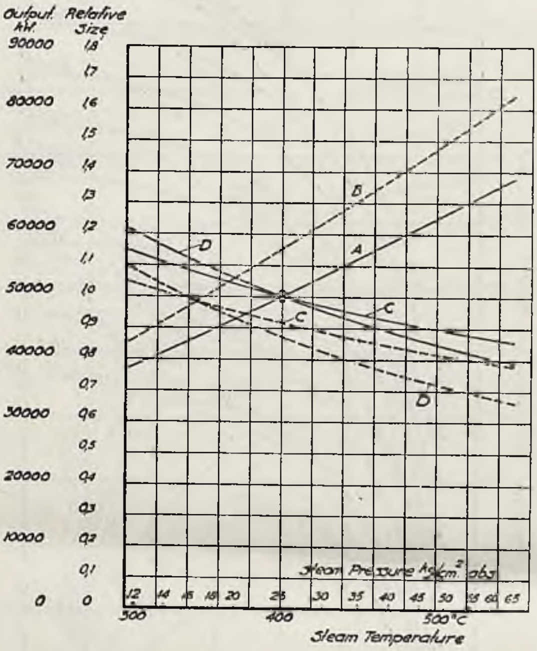
Rys. 11. Stosunek pomiędzy sprawnością termiczną zakładu turbinowego a stanem pary ograniczającym stosowanie różnych materjałów rur. Założenia: wielkość turbiny — 50.000 kW, trzy stopnie podgrzania wody zasilającej, jeden stopień powtórnego przegrzania, ciśnienie wylotowe — 0,07 ata, typ przegrzewacza konwekcyjny, rury przegrzewacza średnicy 2″ i grubości 0,15″, temperatura rury odpowiada temperaturze dolotowej plus 40°, plus 25°, dozwolone naprężenia odpowiadają 50% naprężenia granicy pełznięcia, sprawność kotła 87%

Z drugiej strony stopy stalowe 4 do 7 posiadają bardzo pożądane zalety pod względem odporności na utlenianie, tak, iż połączenie tych zalet z bardziej stałemi własnościami wytrzymałościowemi można uważać za nader ważne. Spodziewać się należy, iż metalurdzy rozwiążą to ważne zagadnienie w najbliższej przyszłości.

Należy wskazać, iż materjały posiadające najlepsze zalety przy podwyższonych temperaturach powodują poważne trudności przy fabrykacji rur. Zalety te zmuszają do jednoczesnego udoskonalenia materjału narzędzi do obróbki.

Inne ważne zagadnienie w związku z materjałami dla wysokich temperatur przedstawia kwestja adhezji powierzchni suchych. Zachodzi ona przy powierzchniach tarcia kranów, jak również uszczelek części obrotowych i powoduje w pewnych razach poważne trudności.

Odpowiednie tworzywa pod tymw zględem zostały bardzo skrupulatnie zbadane wykazując u niektórych widoczne zalety.



Rys. 12. Zmienność mocy (krzywe A i B), wielkości kotła (krzywe C) oraz wielkości kondensatora (krzywe D) w zależności od stanu pary przy głównym wentylu, jeżeli procentowość strat wylotowych oraz wilgotność przy wylocie są stałe.

Założenia: ciśnienie wylotowe — 0,035 ata, linje ciągłe — turbiny czysto kondensacyjne, linje przerywane — turbiny z trzystopniowem podgrzewaniem wody zasilającej. Output — moc, Relative Size — względna wielkość, Steam Pressure — ciśnienie pary, Steam Temperature— temperatura pary

Rozpatrując wreszcie zagadnienie ekwipunku zakładu do wytwarzania mocy, autor powraca do rys. 12. Krzywa *A* wskazuje wzrost mocy, która może być wytworzona przez pewne turbiny kondensacyjne przy stałej procentowości strat wylotowych i przy różnych ciśnieniach i temperaturach. Ciśnienie i temperatury są tak ustosunkowane, że wilgotność pary na wylocie jest utrzymana stałą i równą 12%. Krzywa *B* wskazuje odpowiednie stosunki dla 3-stopniowego podgrzania wody zasilającej. Krzywe *C* i *D* wskazują odpowiednie wielkości kotła względnie kondensatora.

Weźmy pod uwagę naprzykład 50.000 *kW* turbinę, pracującą z 3-ma stopniami podgrzania wody przy temp. pary 350° C i 17 *kg/cm.*². Jeśli temperatura wzrośnie do 450° C oraz ciśnienie do 35 *at*, ta sama turbina rozwinie moc 65.000 *kW.* Względna wielkość kotła zostanie zmniejszona o 12%, oraz względna wielkość urządzenia kondensacyjnego zostanie zmniejszona o 19%. To poważne zwiększenie wyzyskania zakładu wystarcza dla usprawiedliwienia wysiłków w kierunku dalszego zużytkowania wyższych temperatur i ciśnień.

Streszczenie.

Treścią niniejszego referatu jest zobrazowanie możliwości zastosowania i korzyści płynących z wyższych ciśnień i temperatur w siłowniach. Została przeprowadzona analiza serji badań ważniejszych materjałów przy podwyższonych temperaturach, dokonanych przez autora. Wykazano, iż pod pewnemi założeniami, jak ograniczenie naprężeń jednej grupy materjałów, przedstawiającej stale węgliste, daje maksimum sprawności termicznej dla pewnej kombinacji temperatury i ciśnienia, podczas gdy druga grupa, przedstawiająca materjały austenityczne daje powiększenie sprawności termicznej dla podwyższonej temperatury i zniżonego ciśnienia, w szeregu temperatur, które można uważać jako praktycznie stosowalne w chwili obecnej. Ograniczenia, powodowane przez wilgotność pary wylotowej, są wykazane w tym celu aby zmodyfikować wyniki dla pierwszej grupy tworzyw w taki sposób, że optimum kombinacji ciśnienia i temperatury jest przesunięte w kierunku trochę niższej sprawności termicznej, chyba że zostało zastosowane powtórne przegrzewanie.

Własności materjału uważane za najważniejsze w związku z tem są: *granica zmęczenia* obciążeniem drgającem przy niższych temperaturach oraz granica *pełznięcia* dla wyższych temperatur. W dodatku jest ważną wielkość trwałego odkształcenia przy granicy *pełznięcia*, która ogranicza zastosowanie naprężeń nawet do mniej niż 50% granicy *pełznięcia* dla pasowanych części maszyny.

BR. CHUDZYŃSKI, inż. Sosnowiec.

APARAT COWPER'A, JAKO NAGRZEWNICA DMUCHU WIELKOPIECOWEGO

(Por. *Technika Cieplna*, str. 199, 1930).

Bilans cieplny nagrzewnicy Cowper'a.

				K	F
1.	Wprowadzono ciepła:	1925 $\frac{j.\ c.}{sek.}$	100%		
2.	Ciepło oddane zaprawie w szybie:	241,00 $\frac{j.\ c.}{sek.}$	12,5%	5800 $\frac{j.\ c.}{m^2\ godz.}$	148 m^2
	Ciepło oddane zaprawie w kopule:	11,45 $\frac{j.\ c.}{sek.}$	0,595%	662 $\frac{j.\ c.}{m^2\ godz.}$	62,3 m^2
	Ciepło oddane zaprawie w kracie:	1060,00 $\frac{j.\ c.}{sek.}$	55,2%	891 $\frac{j.\ c.}{m^2\ godz.}$	4280 m^2

Ogółem ciepła oddano zaprawie nagrzewnicy 1312,45 $\frac{j.\ c.}{sek.}$; 68,3%; 1050 $\frac{j.\ c.}{m^2\ godz.}$; 4490,3$m^2$

3. Strata ciepła w palniku:

$$205{,}00\ \frac{j.\ c.}{sek.} = 10{,}5\%$$

Strata od promieniowania w szybie:

$$17{,}75\ \frac{j.\ c.}{sek.} = 0{,}9\%$$

Strata od promieniowania w kopule:

$$14{,}75\ \frac{j.\ c.}{sek.} = 0{,}8\%$$

Strata od promieniowania w kracie:

$$53{,}20\ \frac{j.\ c.}{sek.} = 2{,}8\%$$

Ogółem straty od promieniowania: niepełn. spalania i t. d.

$$290{,}70\ \frac{j.\ c.}{sek.} = 15{,}0\%$$

Strata w spalinach: 321,85 $\frac{j.\ c.}{sek.}$ = 16,7%

Razem 1925,00 $\frac{j.\ c.}{sek.}$ = 100 %

Rozkład temperatury (obliczonej teoretycznie) podaje rys. 1.

Z powyższego widać, że nagrzewnicę o łącznej powierzchni ogrzewanej F=4490,3 m^3 nadbudowano prawidłowo, gdyż przy pracy systemem P. S. S. wyzyskanie powierzchni ogrzewanej byłoby normalne, wynoszące średnio na m^2 pow. ogrzew. i godzinę K=1050 j. c., przy dobrej sprawności cieplnej $\eta \simeq 0{,}683$ (zamiast założonej $\eta = 0{,}7$). Natomiast nagrzewnica nie może być należycie wyzyskana przy pracy trzech zespołów, ponieważ straty na promieniowanie i w spalinach są większe wskutek wyższej temperatury spalin. Jeżeli poddać analizie przytoczony bilans cieplny nagrzewnicy to okaże się, że ustroju typowego dla istniejących obecnie urządzeń w hutach polskich nie można uznać za racjonalny, albowiem nie jest celowem prowadzenie najgorętszych gazów, zaraz po spaleniu, kiedy warunki oddawania ciepła zaprawie są najkorzystniejsze (oddawanie ciepła zaprawie wynosi średnio w szybie 5800 *j. c.* / m^2/godz.), przez wysoki szyb z małą powierzchnią ogrzewalną, następnie pod kopułę i dopiero później do właściwego zasobnika ciepła — do kraty ogniotrwałej, gdy temperatura już spadła bezmała o 200° *C*, a szybkość gazów i tak nieznaczna, wskutek dużego przekroju kraty, jeszcze uległa zmniejszeniu w wyniku spadku temperatury (oddawanie ciepła kracie wynosi średnio 891 *j. c.* na m^2/godz.). Należy bowiem pamiętać, że spółczynnik wymiany ciepła między gazem a powierzchnią kraty, według Ser'a równy:

$C = a + b\sqrt{v}$, gdzie v jest szybkość gazu w *m/sec.*, jest największy przy najwyższej szybkości jego przepływu. Wysoki szyb zaraz za palnikiem potrzebny był wtedy, gdy do spalenia źle oczyszczonego gazu potrzebna była komora i długa droga, tembardziej, że mieszanie gazu z powietrzem odbywało się za palnikiem, dopiero w dolnej części szybu. Dziś warunki uległy radykalnej zmianie, wszędzie oczyszcza się gaz niemal doskonale, stosuje się palniki, w których powietrze miesza się z gazem wewnątrz palnika, i mieszanie odbywa się w sposób bardzo energiczny

i całkowity, gdyż gaz za odpylnią posiada dość znaczne ciśnienie, bezmała 180—20 *mm*, przy nagrzewnicy nie mniej od 30 — 40 *mm* sł. w., wobec czego za palnikiem spalanie mieszanki odbywa się na przestrzeni 1,5 — 2,5 *m*.

Wysoki więc i obszerny szyb wydaje się dziś zbędny, zajmuje niepotrzebnie dużo miejsca, które mogłoby być zużyte na kratę; przez co nagrzewnice mogłyby być mniej wysokie.

Gdyby gorące spaliny nagrzewnicy zaraz za palnikiem były wprowadzone wprost do kraty, liczba oczek jej wyniosłaby:

$$n = \frac{510^2 . 3,14}{4\,(20,5)^2} = 486$$

o przekroju ogólnym: 486 . 15 . 15 = 109,400 cm^2 = 10,94 m^2 (obecnie 8,52 m^2).

Powierzchnia ogrzewana kraty, przy tej samej wysokości, równałaby się:

486 . 0,6 . 18,88 = 5500 m^2 (obecnie 4280 m^2), albo też przy tej samej powierzchni nagrzewnica mogła być niższa o

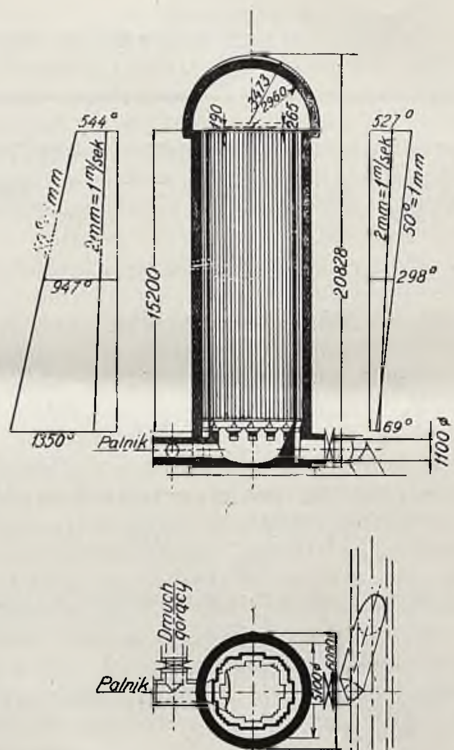
$$18,88 - \frac{4280 + 148}{0,6 . 486} \simeq 3,68\ m.$$

Aby zachować korzystne szybkości przepływu spalin przez kratę, gwarantujące dobre oddawanie ciepła zaprawie, należałoby spaliny od palnika poprowadzić przez środkową część kraty do góry, pod kopułą, a następnie kierować je z powrotem wdół przez pozostałą część kraty, oddzieloną od środkowej części cienką ścianką i u dołu pod kratą odprowadzić do komina; przekroje przepływu tych sekcyj należałoby wybrać tak, aby średnie szybkości przepływu spalin były jednakowe, czyli by wyzyskanie ciepła w obu tych sekcjach było jednostajne. Doprowadziłoby to więc do podziału ogólnej powierzchni ogrzewalnej na dwie sekcje wprost proporcjonalnie do bezwzględnej średniej temperatury spalin w tych sekcjach, którą można ustalić drogą kilku próbnych rachunków. Ogrzewnica, która miałaby opór dla przepływu spalin może nieco większy, aniżeli istniejąca, byłaby od niej tańsza około 14%, jak również i strata na promieniowanie zmniejszyłaby się, lecz znacznie więcej od 14%, gdyż zewnętrzna sekcja o niższych już temperaturach spalin stykałaby się z zewnętrzną promieniującą powierzchnią nagrzewnicy.[1]) Odprowadzanie gorącego dmuchu musiałoby odbywać się z krócca, do którego wchodzi palnik gazowy. Podobny ustrój nagrzewnicy uwidocznia rys. 5. Spaliny odprowadza się kanałem pod środkową sekcję kraty, posiadającej 2770 m^2 pow. ogrzewanej i 304 oczka o łącznym przekroju ~ 6,84 m^2 Średnia szybkość spalin wynosi ~ 2,25 *m/sek.*, czyli ok. 2 razy więcej, niż w kracie nadbudowanego aparatu, rys. 1. Po przejściu środkowej sekcji kraty, spaliny pod kopułą przechodzą do zewnętrznej sekcji, która posiada 1610 m^2 pow. ogrzewanej i około 176 oczek o łącznym przekroju 3,96 m^2.

Średnia szybkość spalin w tej sekcji wynosi ok. 1,83 *m/sek.*

Ciepło oddane zaprawie:

w środkowej sekcji	1082,0 *j. c./sek.*
pod kopułą	10,2 „ „
w zewnętrznej sekcji . . .	490,0 „ „
Razem . .	1582,2 *j. c./sek.*



Rys. 5

Z ogólnej ilości ciepła spalin ~ 1928 *j. c./sek.* Wyzyskano w nagrzewnicy

rys. 2 : $\frac{1582,2}{1925} . 100 = \sim 82,4\%$ czyli o ok.

82,4 — 68,3 = ~ 14,1% więcej niż w nagrzewnicy rys. 1.

Straty na promieniowanie w nagrzewnicy rys. 5 będą mniejsze, po pierwsze dlatego, że jest ona niższa od nagrzewnicy rys. 1 o 3,68 *m*, a więc powierzchnia promieniująca jest mniejsza o ok. 15%, powtóre dlatego, że środkowa sekcja o najwyższych temperaturach, nie traci ciepła przez promieniowanie, zewnętrzna zaś

[1]) Nagrzewnice o środkowej komorze spalania mają zastosowanie w Stanach Zjednoczonych A. P. od lat kilkunastu, ciesząc się zasłużonem uznaniem wielkopiecowników (ustrój J. Kennedy'ego).

sekcja ma średnią temperaturę spalin około 300^0 *C*, t. j. znacznie niższą od średniej temperatury kraty 724^0 *C*, albo średniej temperatury szybu nagrzewnicy rys. 1 — 1.261^0 *C*.

Średnia chłonność wyprawy i kraty na rys. 5 wynosi:

$$\frac{1582,2}{4438,4} . 3600 \simeq 1280 \frac{j.\ c.}{m^2 \times h}, \text{ czyli jest}$$

$$\text{o } \frac{1280 - 1050}{1050} 100 \simeq 22\% \text{ większa, niż dla na-}$$

grzewnicy rys. 1.

Temperatura kominowa (teoret.), wskutek bardzo energ cznego wyzyskania ciepła w kracie, jest niezwykle niska, co mogłoby pociągnąć za sobą znaczne osłabienie ciągu. Dla otrzymania niezbędnej ilości zużytkowanego ciepła można byłoby zmniejszyć pow. ogrzewaną w stosunku $\frac{1050}{1270} \simeq 0,82$ do wielkości, która byłaby zdolną przy chłonności 1280 *j. c.*/m^2, *h* dać niezbędną do nagrzania dmuchu ilość ciepła t. j. 1340 *j. c./sek.*:

$$F = \frac{1340 . 3600}{1280} \simeq 3780\ m^2 \quad \text{(rys. 6)}$$

Zmniejszenia powierzchni ogrzewalnej dokonano kosztem sekcji środkowej. Ilość oczek pozostała w niej ta sama: 304 oczka; zmniejszona jedynie wysokość kraty do

$$\frac{2770 - 658,4}{0,6 . 304} \simeq = 11,56\ m$$

W nagrzewnicy rys. 6 ilość odzyskanego ciepła wynosi:

Sekcja środkowa	892,0 *j. c./sek.*
Pod kopułą	12,2 „ „
Sekcja zewnętrzna	600,0 „ „
Razem	1504,2 *j. c./sek.*

Sprawność cieplna wynosi:

$$\frac{1504,2}{1925} . 100 = 78,2\%$$

Średnia chłonność równa się:

$$\frac{1504,2 . 3600}{3780} = 1430\ j.\ c./godz./m^2$$

Przyczem wielkość powierzchni ogrzewalnej jest:

Sekcja wewnętrzna	2111,6 m^2
Pod kopułą	58,4 „
Sekcja zewnętrzna	1610,0 „
Razem	3780,0 m^2

Średnia chłonność jest zatem o

$$\frac{1430 - 1050}{1050} . 100 = 37,2\%$$

większa, niż w nagrzewnicy rys. 1.

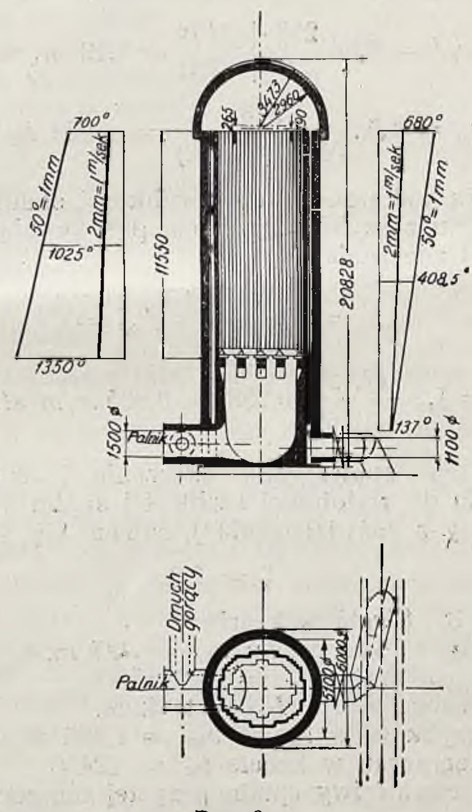
Szybkości w obu sekcjach środkowej i zewnętrznej różnią się nieznacznie:

2,4 *m/sek.* i 2,17 *m/sek.*

Oszczędność na gazie wynosi w porównaniu z nadbudowaną nagrzewnicą rys. 1:

$$\frac{2,33 - \frac{1340}{0,782 . 826,12}}{2,33} . 100 = 10,72\%$$

Praca ta systemem P.S.S. na 2 nagrzewnicach bezszybowych, w porównaniu z pracą na 3 nagrzewnicach szybowych, może dać oszczędność na gazie ponad 20%. Można przytem uniknąć kosztownego i kłopotliwego nadbudowywania nagrzewnic, przerabiając istniejące szybowe, niskie nagrzewnice na bezszybowe, z obszernemi normalnemi oczkami.



Rys. 6

Określenie straty ciągu kominowego w nagrzewnicy, rys. I i na drodze do kominu przy przepływie spalin.

1. Strata od tarcia, przy przepływie spalin w szybie nagrzewnicy rys. 1:

Spółczynnik tarcia, według Rietschel'a:

$$\rho = 0,0039 + \frac{0,00209}{v_{sz}} + \frac{0,00337}{u_{sz}} + \frac{0,00878}{v_{sz}\ u_{sz}},$$

gdzie u_{sz} jest to obwód przekroju szybu; v_{sz} — średnia szybkość spalin.

Obwód bowiem przekroju szybu wynosi: $u_{sz} = 7{,}04\ m$; średnia szybkość spalin w szybie wynosi: $v_{sz} = 7{,}55\ m./sek.$

Ciężar właściwy spalin w szybie, przy średniej temperaturze

$$t_{sz} = 1261^0\ C\ \gamma_{sz} = 1{,}5 \frac{273}{273 + 1261} = 0{,}271\ kg/m^3$$

Opór w mm sł. w. $h_1 = \rho\, H_{sz} \frac{u_{sz}}{F_{sz}} \frac{v_{sz}^2}{2\,g} \gamma_{sz} =$

$$= 0{,}00492\ .\ 20{,}97\ .\ \frac{7{,}04}{2{,}584} \frac{(7{,}55)^2}{19{,}62} 0{,}271 =$$

$$= 0{,}217\ m/m \text{ sł. wody}$$

2. Szybkość spalin w końcu szybu, u wylotu:

Temperatura spalin u wylotu szybu $t''_{sz} = 1172^0\ C$, odpowiednia szybkość spalin:

$$v_{sz}'' = 7{,}55 \frac{273 + 1172}{273 + 1261} = 7{,}12\ m./sek.$$

$$\gamma_{sz} = 1{,}5\ .\frac{273}{(273 + 1172)} = 0{,}283\ kg/m^3$$

Strata wskutek zmiany szybkości spalin przy wyjściu z szybu i przejściu pod kopułą (strata od zderzenia):

$$h_2 = \zeta\ \frac{(v''_{sz})^2}{2\,g} \gamma''_{sp} =$$

$$= 1{,}2\ \frac{(7{,}12)^2}{19{,}62} 0{,}288 = 0{,}895\ m/m\ sł.\ w.$$

Przytem spółczynnik zderzenia ζ, w odniesieniu do wylotowej szzbkości spalin z szybu, wzięty z doświadczenia[1]), równa się średnio

$$\zeta = 1{,}2$$

3. Strata w kracie

Ogólny obwód oczek: $u_{kr} = 227\ m.$

Przekrój kraty $F_{kr} = 8{,}52\ m^2$

Wysokość kraty $H_{kr} = 18{,}42\ m.$

Śr. szybkość w kracie $v_{kr} = 1{,}485\ m/sek.$

Śr. temperat. w kracie $t_{kr} = 724^0 C$

Ciężar właściwy spalin przy tej temper.

$$\gamma_{Kr} = 1{,}5 \frac{273}{273 + 724} = 0{,}416\ kg/m^3$$

Współczynnik Rietschel'a:

$$\rho = 0{,}0039 + \frac{0{,}00209}{1{,}485} + \frac{0{,}00337}{227} +$$

$$+ \frac{0{,}00878}{1{,}485\ 227} = 0{,}00534$$

[1]) Patrz: „Stahl und Eisen" 1928 Nr. 3 z dn. 19/I, „Die Gasbewezung in Winderhitzer". Dr. Ing. Robert Kahlenberg Duisburg (Ruhrort).

Opór w kracie:

$$h_3\ \rho .\ H_{kr} \frac{u_{kr}}{F_{kr}} \frac{v}{2\,g} \gamma_{kr} = 0{,}00534\ .\ 18{,}42\ .$$

$$.\ \frac{227}{8{,}52} \frac{(1{,}485)^2}{19{,}62} 0{,}416 = 0{,}122\ m/m\ sł.\ w.$$

4. Strata od zmiany szybkości pod kratą, oraz straty przy wejściu, przejściu i wyjściu spalin z króćca kolanowego za nagrzewnicą, wraz z oporem zasuwy kominowej, w odniesieniu do szybkości spalin w króćcu kolanowym:

temperat. spalin za kratą $t''_{kr} = 285^0 C.$

Średnica króćca wylotowego: $D = 1100\ mm$

Przekrój tegoż: $F = 0{,}9503\ m^2$

Szybkość spalin w króćcu:

$$v = \frac{19{,}75\ (273 + 285)}{0{,}96\ .\ 0{,}9503\ .\ 1623} = 7{,}43\ m/sek., \text{ przyczem}$$

pominięto nieznaczny spadek temperatury na drodze od wyjścia spalin z kraty do wejścia do króćca.

Ciężar właśc. spalin przy temperat. $t_{kr} = 285^0 C$

$$\gamma''_{kr} = 1{,}5 \frac{273}{273 + 265} = 0{,}746\ kg/m^3$$

Spółczynnik oporu $\zeta = 3{,}5$ [1])

Opór $h_4 = 3{,}5\ .\ 2{,}1 = 7{,}35\ m/m\ sł.\ w.$ przyczem napór dynamiczny:

$$h_d = \frac{(7{,}43)^2}{19{,}62} 0{,}746 = 2{,}1\ m/m\ sł.\ w.$$

5 Strata w kanale kominowym:

Przekrój istniejącego kanału $F = 3{,}15\ m^2$

Obwód kanału: $u = 7{,}3\ m$

Długość kanału $L = 16\ m$ (od środka między nagrzewnicami do podnóża komina); średnia temperat. spalin:

$$t'_{sr} = 285 - \frac{16}{2} 0{,}8 \cong 278{,}5^0 C$$

Średnia szybkość spalin w kanale:

$$v_{sp} = \frac{19{,}75(273 + 278{,}5)}{0{,}96\ .\ 3{,}15\ .\ 1623} = 2{,}21\ m/sek.$$

Ciężar właściwy spalin:

$$\gamma_{sp} = 1{,}5 \times \frac{273}{273 + 278{,}5} = 0{,}755\ kg/m^3$$

Spółczynnik Rietschel'a:

$$\rho = 0{,}0039 + \frac{0{,}00209}{2{,}21} + \frac{0{,}00337}{7{,}3} +$$

$$+ \frac{0{,}00878}{2{,}21\ .\ 7{,}3} = 0{,}00585;$$

[1]) Patrz „Stahl. w Eisen № 3 z dn. 19/I 28 r. art. "Die Gasbewegung in Winderhitzer".

Strata:

$$h_5 = 0{,}00585 \frac{16.7{,}3}{3{,}15} \frac{(2{,}21)^2}{19{,}62} 0{,}755 = 0{,}0408\, m/m\ sł.w.$$

6. Strata przy wejściu spalin do komina: Spółczynnik oporu, w odniesieniu do szybkości spalin w kanale kominowym:

$$\zeta = 1{,}9\ ^{3)};\ t_{sp} = 285 - 16 . 0{,}8 \cong 272^0 C,$$

przyczem przyjęto spadek temperatury na 1 m bież. kanału $= 0{,}8^0 C$, czyli ogółem

$$12{,}8 \cong 13^0 C$$

Ciężar właściwy spalin przy tej temperaturze

$$\gamma_{sp} = 1{,}5 \frac{273}{273 + 272} 0{,}764\ kg/m^3$$

Strata:

$$h_6 = 1{,}9 \frac{(2{,}21)^2}{19{,}62} 0{,}764 = 0{,}362\ m/m\ sł.\ w.$$

7. Po za właściwemi oporami nagrzewnicy i dalszemi oporami na drodze do komina, znaczną stratę powoduje otwór wejściowy do szybu nagrzewnicy, w którym mieszanka gazu wielkopiecowego z powietrzem posiada znaczną dosyć szybkość, z którą później uderza w płonące gazy w dole szybu, które mają tam szybkość mniejszą, zmieniając przytem raptownie pod kątem 90° kierunek z poziomego na pionowy.

Współczynnik oporu $\zeta = 1{,}3$ [1]).

Z palnika wypływa: $Q_g = 2{,}33\ m^3/sek.$ gazu

$Q_p = 2{,}01$ „ powietrza

razem $Q = 4{,}34\ m^3/sek.$

Otwór wejściowy do nagrzewnicy ma średnicy: $D = 750\ mm$, o płaszczyźnie przekroju: $F = 0{,}4418\ m^2$; szybkość mieszanki

$$v = \frac{4{,}34}{0{,}8 . 0{,}4418} = 12{,}3\ m/sek.$$

Ciężar właściwy mieszanki wynosi:

$$\gamma = \frac{G_g + G_p}{Q_g + Q_p} = \frac{4{,}99}{4{,}34} = 1{,}15\ kg/m^3$$

Przyczem temperatura powietrza $t_p = 15^0\ C$ temperatura gazu: $t_g = 50^0\ C$.

Dynamiczny napór mieszanki w otworze wejściowym:

$$h_d = \frac{v^2}{2\,g} \gamma = \frac{(12{,}3)^2}{19{,}62} 1{,}15 = 8{,}9\ mm\ sł.w.$$

Po spaleniu zaś szybkość spalin w dole szybu wynosi:

$$v_{sp} = 7{,}55 \frac{273 + 1350}{273 + 1261} \cong 8\ m/sek.$$

Strata od zderzenia u wejścia do szybu.

$$h_o = \zeta\ h_d = 1{,}3 . 8{,}9 = 11{,}58\ mm\ sł.\ w.$$

Ogólna strata ciągu, na drodze od wejścia gazu i pow. do nagrzewnicy, aż do wejścia spalin do komina wynosi:

Strata u wejścia do nagrzewnicy:	$h = 11{,}58$	mm sł. w.	
Strata w szybie nagrzewnicy:	$h_1 = 0{,}217$	„	„
Strata w kopule nagrzewnicy:	$h_2 = 0{,}895$	„	„
Strata w kracie nagrzewnicy:	$h_3 = 0{,}122$	„	„
Strata na przestrzeni od kraty do kanału kominowego:	$h_4 = 7{,}350$	„	„
Ogólna strata ciągu w nagrzewnicy	$h = 20{,}164$	mm sł. w.	
Strata w kanale kominowym:	$h_5 = 0{,}0408$	„	„
Strata przy wejściu do komina:	$h_6 = 0{,}3620$	„	„
Ogólna strata	$W = 20{,}5668$	mm sł. w.	

Z zestawienia strat widać, że najpoważniejsze z nich zachodzą przy wejściu do nagrzewnicy, w otworze wejściowym i w króccu kominowym dla spalin, gdzie ciężary właściwe gazów są wielkie i szybkości znaczne.

Straty te dadzą się znakomicie zmniejszyć przez staranną konstrukcję wlotowej części gazowej, która powinna być zaokrąglona w postaci łagodnego kolana, wymurowanego z materjału ogniotrwałego, stopniowo rozszerzającego się aż do przekroju szybu (patrz rys. 1).

Przy takiej formie wlotu gazu ulegną znacznej modyfikacji straty od zderzenia mieszanki powietrza i gazu ze spalinami w szybie, oraz energja kinetyczna mieszanki zostanie częściowo odzyskana w postaci ciśnienia statycznego. Również bardzo starannie powinien być wykonany króciec odlotowy do kanału kominowego za nagrzewnicą. Nie powinno tam być kątów prostych, lecz łagodnie schodzące, możliwie pod ostrym kątem do podłużnej osi kanału, kolano, z zasuwą lecz nie z zaworem.

Powyższe ulepszenia konstrukcyjne w wielu jeszcze wypadkach nie zostały zaprowadzone.

[1]) Patrz „Stahl u Eisen" N. 3 z dn. 19.I.28 r. art. „Die Gasbewegung in Winderhitzer".

Określenie ciągu kominowego u podnóża komina.

Przy średniej temperaturze powietrza $t = 15^0$ *C*, waga własna powietrza będzie:

$$\gamma_p = 1,29 \frac{273}{288} = 1,225\ kg/m^3$$

Wysokość istniejącego komina H_k=50 *m*; przyjmując, że temperatura spada po $0,8^0$ *C* na każdy 1 *m* wysokości komina, średnia temperatura w kominie wypadnie;

$$t = 272 - 25 . 0,8 = 252^0\ C.$$

Ciężar właściwy spalin przy tej temperaturze:

$$\gamma_k = 1,5 \times \frac{273}{273 + 252} = 0,792\ kg/m^3$$

Ciąg komina, u jego podnóża wynosi:

$$h_k = H_k(\gamma_k - \gamma_{sp}) = 50(1,215 - 0,792) \simeq 21,7\ mm\,sł.w.$$

Określenie ciągu w szybie aparatu.

Szyb aparatu odgrywa rolę komina; przewaga powietrza atmosferycznego nad ciężarem gorącego słupa spalin w szybie, wytwarza ciąg:
Średnia teperatura spalin w szybie:

$$t_{sz} = 1261^0\ C.$$

Ciężar właściwy spalin przy tej temperaturze: $\gamma_{sz} = 0,271\ kg/m^3$ $H_{sz} = 20,97 - 0,45 = 20,52\ m$; ciąg u podnóża szybu: $h_{sz} = H_{sz}\ (\gamma_p - \gamma_{sp})$ $h_{sz} = 20,52\ (1,225 - 0,271) = 19,6\ mm\ sł.\ w.$

Określenie ciągu w kracie nagrzewnicy.

Krata nagrzewnicy odgrywa również rolę komina, który wytwarza przeciwciśnienie i opór ruchowi gazów wdół, pod wpływem ciągu komina.
Średnia temperatura spalin w kracie $t_{kr}=724^0$ *C*.
Ciężar właściwy spalin przy tej temperaturze:

$$\gamma_{kr} = 0,416\ kg/m^3$$

Wysokość kraty $H_{kr} = 18,42\ m$.

Ciąg u podnóża kraty: $h_{kr} = H_{kr}\ (\gamma_p - \gamma_{sp}) = 18,42 . (1,225 - 0,416) = 14,9\ mm\ sł.\ w.$

Określenie wolnego ciągu u wejścia do nagrzewnicy.

Wolny ciąg u wejścia do nagrzewnicy wynosi:

$$h = h_k + h_{sz} - h_{kr} - W = 21,7 + 19,6 - 14,9 - 20,6 = 5,8\ mm\ sł.\ w.$$

Ciąg ten idzie na wytworzenie szybkości wlotu gazu i powietrza (na co jednak potrzeba, jak z powyższeco wynika, $h_d = 8.9$ *mm sł. w.*), oraz na przezwyciężenie oporów w samym palniku. Po przeróbce części wejściowej do szybu, oraz części wyjściowej z nagrzewnicy do kanału kominowego, straty ciągu w tych częściach, wynoszące obecnie 11,58 *mm sł. w.* + 7,35 *mm sł. w.* = 18,93 *mm sł. w.*, mogą być zmniejszone do ok. $^1/_4$ [1]), czyli wyniosą ok. 4,73 *mm sł. w.* razem; zysk zatem wyniesie 14,2 *mm sł. w.*

Razem więc wolnego ciągu u wejścia do nagrzewnicy będzie: 5,8 + 14,2 = 20 *mm sł. w.* Z tego na wytworzenie szybkości wejściowej pójdzie 8,9 *mm sł. w.*, pozostanie więc na opory w palniku 11,1 *mm sł. w.* Powyższe obliczenie zachowuje swoją ważność, gdy ciśnienie gazu spadnie niemal do zera. Normalnie jest do dyspozycji w nowoczesnych instalacjach jeszcze całe nadciśnienie gazu, to jest ok. 30 — 40 *mm sł. w.*, które powinno być zapewnione przez ustawiony na gazieńcu samoczynny regulator ciśnienia.

Określenie oporu nagrzewnicy bezszybowej (rys. 6).

Ogólny opór nagrzewnicy bezszybowej:

1. Strata ciągu na wytw. szybk. dolotowej w króccu dolotowym:	$h_1 = 1,760$	*mm sł. w.*
2. Strata od zderzenia spalin pod I sekcją kraty:	$h_2 = 2,120$	„ „
3. Strata w kracie I sekcji:	$h_3 = 0,155$	„ „
4. Strata od zderzenia spalin pod kopułą:	$h_4 = 0,085$	„ „
5. Strata w kracie II sekc.	$h_5 = 0,315$	„ „
6. Strata na drodze od II sekcji do wejścia do kanału kominowego:	$h_6 = 1,540$	„ „
7. Strata w kanale kominowym i u wejścia do komina:	$h_7 = 0,368$	„ „
	$W = 6,343$	*mm sł. w.*

Określenie ciągu kominowego u podnóża komina.

Średnia temperatura komina:

$$124^0 - 0,8 . 25 = 104^0\ C$$

$$h_k = \left(1,225 - \frac{1,5 . 273}{377}\right) . 50 = 6,1\ mm\ sł.\ w.$$

Określenia wolnego ciągu u wejścia do nagrzewnicy bezszybowej.

Przewaga ciągu I sekcji nad II sekcją nagrzewnicy:

$$h_p = 15,2 . 1,5 . 273\left(\frac{1}{681,5} - \frac{1}{1298}\right) = 4,42\ mm\ sł.\ w.$$

[1]) Patrz „Stahl und Eisen“ N. 3 z dn. 19.I.28 r. art. „Die Gasbewegung in Winderhitzer“.

Wolny ciąg u wejścia do nagrzewnicy:

$$h = h_k + h_p - W = 6{,}1 + 4{,}42 - 6{,}343 = 4{,}177 \text{ } mm \text{ } sł. \text{ } w.$$

który idzie na przezwyciężenie oporów w palniku, przy założeniu, że ciśnienie gazu równa się zeru, czego nie można uważać za zjawisko normalne.

Powyższe obliczenie udawadnia, że palniki z wdmuchem powietrza (Pfoser, Stocker, Stumm), które urządza się, by móc przyjść do pracy na 2 nagrzewnicach, są zbyteczne. Istniejący komin zapewnia w zupełności zasysanie dostatecznej ilości gazu i powietrza, jeżeli są usunięte opory, wywołane wadliwym ustrojem dopływu gazu i odlotu spalin. Następnie należy mieć dostateczną powierzchnię ogrzewaną, tak aby pojemność cieplna każdego metra kwadratowego na godzinę przy nagrzewnicach szybowych tylko nieznacznie przekraczała 1000 *j. c./m²/h*, wreszcie należy baczną uwagę zwrócić na konstrukcję palnika, który powinien mieć dostatecznie szerokie przekroje dla gazu i powietrza oraz powinien zapewnić doskonałe mieszanie gazu z powietrzem wewnątrz palnika.

Po uwzględnieniu powyższych warunków możliwe będzie opalanie nagrzewnicy gazem w ciągu godziny lub nieco dłużej, gdy tymczasem druga nagrzewnica w tym samym okresie będzie nagrzewała dmuch. Czas trzymania nagrzewnicy na gazie można określić doświadczalnie tak, aby różnica temperatury dmuchu, przed i po włączeniu świeżej nagrzewnicy, była najmniejsza. Oszczędność przy proponowanym systemie wyniesie w nagrzewnicach szybowych około 15%, albowiem zaoszczędzi się częściowe straty w jednym palniku oraz straty promieniowania jednej nagrzewnicy. Przytoczone liczby wyprowadzono dość ostrożnie, bo dla gazu o przeciętnej wartości opałowej.

Należy dążyć do jaknajlepszego wyzyskania wewnętrznej przestrzeni nagrzewnic, zapewniając jaknajwyższą chłonność cieplną kraty i zaprawy, co logicznie doprowadza do ustroju bezszybowego, mieszczącego znaczniejszą powierzchnię ogrzewaną przy mniejszej wysokości nagrzewnicy. Podwyższona szybkość przepływu spalin pozwala na energiczne odbieranie ciepła przez kratę. Zmniejszenie temperatury spalin oraz wielkości powierzchni promieniującej powoduje wraz z podwyższeniem szybkości przepływu spalin przez kratę wzrost sprawności cieplnej nagrzewnicy. Zamiast nadbudowy nagrzewnic szybowych, należałoby stosować przebudowę nagrzewnic szybowych na bezszybowe podług rys. 6.